E 3279

R

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

Număr editat cu ocazia sesiunii de comunicări ştiinţifice a Institutului de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC), organizate în cinstea „Zilei constructorilor de maşini”. Iulie 1975

1

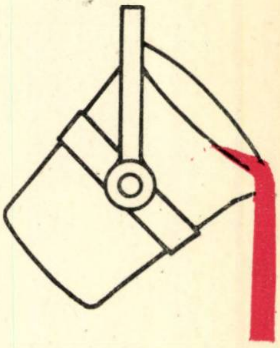
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVIII • nr. 1 • IANUARIE 1976

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES
Sos. Olteniţei nr. 105, BUCURESTI Telefon 83.21.70. Telex 11798 CALDE

ICPTSC

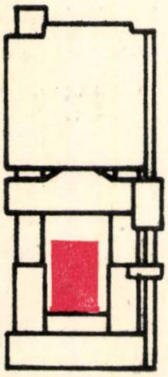
● Institutul, dispunînd de specialişti cu înaltă calificare, laboratoare modern utilate şi ateliere mobile, poate asigura, pe bază de contract, elaborarea lucrărilor de cercetare-proiectare şi asistenţă tehnică în domeniile:

● The institute has highly- skilled specialists, up-to-date equipped labs and service workshop trucks and can execute under contract research - design work and technical assistance in the following fields:



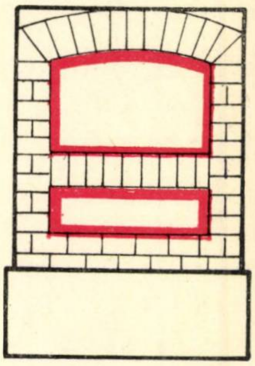
● Tehnologii, utilaje şi linii de formare, miezuire, turnare pentru fonte, oţeluri şi neferoase..

● Technologies, moulding-core making-casting lines and equipment for cast iron, steel and non - ferrous metals.



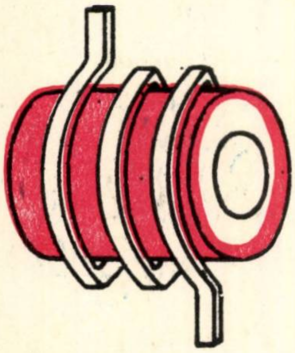
● Tehnologii şi utilaje pentru forjare, matriţare, extrudere.

● Forging, die forging and extrusion technologies and equipment.



● Tehnologii de tratamente termice şi termochimice, utilaje şi linii complexe, pentru oţeluri, aliaje speciale şi aluminiu.

● Technologies for heat and thermochemical treatment, equipment and complex lines for steel, special alloys and aluminium.



● Instalaţii şi tehnologii pentru încălzire-topire-călire, prin curenţi de inducţie.

● Installations and technologies for heating, melting and hardening by induction current.

● Studiul metalelor, expertize tehnice, tehnologii de sudare.

● Study of metals, technical expert appraisements, welding technologies.

SERVICE

● Asistenţă tehnică pentru punerea în funcţiune a liniilor şi instalaţiilor specifice sectoarelor calde.

● Technical assistance for commissionning hot processing lines and installations.

● Pentru informaţii şi încheiere de contracte vă puteţi adresa direct institutului nostru sau prin UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucureşti, tel. 50. 35. 35., telex 11214.

● For inquiries, and contracts you may contact directly our institute or UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucuresti, phone 50. 35. 35., telex 11214.

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXVIII, Nr. 1, IANUARIE 1976

CUPRINS

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL TRATAMENTELOR TERMICE

(Comunicări prezentate la Sesiunea de comunicări științifice organizată în cinstea „Zilei constructorilor de mașini", de către **MICMG, CNIT** *și* **ICPTSC** *— București, iulie 1975)*

PANTEA, V :	**Preocupări pentru introducerea progresului tehnic în domeniul tratamentelor termice**	1
DULĂMIȚĂ, T., PANTEA, V. DRUGĂ L., GURGU O.	**Unele preocupări privind reducerea consumului de energie la tratamentele termice.**	2
GERU N., DULAMIȚĂ T., URSACHE, M. CHIRCĂ, D. MARIN, M. ILIESCU, P. OPRIȘ, C. GROSU, R.	**Posibilități de reducere a consumului de energie la tratamentul termic preliminar și final al sculelor din oțeluri rapide.**	5
BAICU ȘTEFANIA	**Unele aspecte privind tratamentul termic al oțelurilor maraging cu 18% Ni.**	11
VASILOIU, A. SĂVESCU A., FILIP, I.	**Tratamentul sub zero al oțelului 90MoVC18.**	19
DIACONU, D., CRIȘAN H, GEORGESCU COCOS, ST., NOGEA, V., SOLACOLU, M.	**Cu privire la tratamentul termic al oțelurilor de matrițe folosite la matrițarea de precizie.**	25
MORAIT, R., AVRAM MARIA	**Realizări în întreprinderea „Semănătoarea" privind prelucrabilitatea prin așchiere a pieselor turnate din fontă maleabilă.**	30
STOIAN, L.	**Contribuții privind influența ecruisării și a tratamentului termic asupra rezistenței la rupere și asupra limitei de curgere a bimetalelor.**	36
PANTEA, V., RADU A., IONESCU G., CRIȘAN H., DRUGĂ L.,	**Considerații asupra durificării superficiale a corpurilor de matrițe mari din fontă cu grafit nodular.**	42
GURGU, O., VASILE, T., EVGHENIDE, C.	**Studiul termogravimetric al carbonitrurării unor oțeluri slab aliate.**	45
NIȚĂ, D,	**Nitrurarea cu descărcări electrice în gaze, un nou procedeu de durificare superficială.**	50
NIȚĂ, D. M. POPESCU,	**Nitrurarea gazoasă în trepte a oțelurilor aliate de îmbunătățire pentru roți dințate de mașini-unelte.**	54
SUMAR ANUAL PE PROBLEME		58
INDEX ALFABETIC PE AUTORI		61

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactori : RODICA MOLDOVEANU ; ȘERBAN TEODORESCU

S U M A R

CZ ; 621.78.001

Pantea, V. : **Preocupări pentru introducerea progresului tehnic în domeniul tratamentelor termice**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 1

CZ ; 621.78:338.062.219

Dulămiţă, T., Pantea, V., Drugă, L., Gurgu, O. : **Unele preocupări privind reducerea consumului de energie la tratamentele termice.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 2

CZ ; 621.78 ; 338.062.219 ; 621.75

Geru, N., Dulămiţă, T., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Iliescu, P., Opriş, C., Grosu, R. : **Posibilităţi de reducere a consumului de energie la tratamentul termic preliminar şi final al sculelor din oţeluri rapide.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 5

CZ ; 621.78 ; 669.14

Baicu Ştefania : **Unele aspecte privind tratamentul termic al oţelurilor maraging cu 18% Ni.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr.1, p. 11

CZ ; 621.78 ; 669.14

Vasiloiu, A., Săvescu, A., Filip, I. : **Tratamentul sub zero al oţelului 90MoVC18.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 19

CZ ; 621.78 ; 669.14 ; 621.979.25 ; 621.983−2

Diaconu, D., Crişan, H., Georgescu-Cocoş, S., Nogea, V., Solacolu Maria : **Cu privire la tratamentul termic al oţelurilor de matriţe folosite la matriţarea de precizie.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 25

CZ ; 621.91.07 ; 621.746.002.6

Morait, R., Avram Maria : **Realizări în Întreprinderea ,,Semănătoarea'' privind prelucrabilitatea prin aşchiere a pieselor turnate din fontă maleabilă.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 30

CZ ; 621.78 ; 621. 787 ; 539. 4 ; 669

Stoian, L. : **Contribuţii privind influenţa ecruisării şi a tratamentului termic asupra rezistenţei la rupere şi asupra limitei de curgere a bimetalelor.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 36

CZ ; 620. 178.1 ;621.979 ; 669.131.622

Pantea, V., Radu, A., Ionescu, G., Crişan, H., Drugă, L. : **Consideraţii asupra durificării superficiale a corpurilor de matriţe mari din fontă cu grafit nodular.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 42

CZ ; 669.046.562 ; 621.785.53 ; 669.14 ; 669.018

Gurgu, O., Vasile, T., Evghenide, C. : **Studiul, termogravimetric al carbonitrurării unor oţeluri slab aliate.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 45

CZ ; 621. 785.53 ; 620.178.1

Niţă, F. : **Nitrurarea cu descărcări electrice în gaze, un nou procedeu de durificare superficială.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 50

CZ ; 621.785.53 ; 669.14 ; 621.833 ; 621.9 50

Niţă, D., Popescu, M. : **Nitrurarea gazoasă în trepte a oţelurilor aliate de îmbunătăţire pentru roţi dinţate de maşini-unelte.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 54

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. sau 50.40.90. şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi intreprinderi : lei 150 anual ; pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul : Intreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 392.

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării D.G.P.Tc. nr. 137/6625/1975

41.042

CONTENTS

DC ; 621.78.001

Pantea, V. : **Concerns for introducing technological progress in the area of thermal treatment.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 1

DC ; 621.78 ; 338.062.219

Dulămiţă, T., Pantea, V., Drugă, L., Gurgu, O. : **Some concerns to reduce energy consumption in thermal treatments.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 2

DC ; 621.78 ; 338.062.219 ; 621.75

Geru, N., Dulămiţă, T., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Iliescu, P., Opriş, C., Grosu, R. : **Possibilities of reducing energy consumption im primary and final thermal treatment of high-speed toolsteel.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 5

DC ; 621.78 ; 669.14

Baicu, Ştefania : **Some aspects concerning thermal treatment of Maraging steel with 18% Ni.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 11

DC ; 621.78 ; 669.14

Vasiloiu, A., Săvescu, A., Filip, I. : **Under zero treatment of the 90 MoVC 18 steel.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 1, p. 19

DC ; 621.78 ; 669.14 ; 621.979.25 ; 621.983-2

Diaconu, D., Crişan, H., Georgescu-Cocoş, St., Nogea, V., Solacolu Maria : **About the thermal treatment of diesteel used in precission drop forging.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 1, p. 25

DC ; 621.91.07 ; 621.746.002.6

Morait, R.. Avram, Maria : **Achievements in the entreprise ,,Semănătoarea" concerning cutability of annealed iron castings.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 1, p. 30

DC ; 621.78 ; 621.787 ; 539.4:669

Stoian, I. : **Contributions concerning the influence of cold-hardening and thermal treatment on the tensile strength and the yield limit of bimetals.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 1, p. 36

DC ; 620.178.1 :621.979 ;669.131.622 36

Pantea, V., Radu, A., Ionescu, G., Crişan, H., Drugă, L. : **Considerations on surface hardening of big nodular cast iron diebodies.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 1, p. 42

DC ; 669.046.562 ;621.785.53 ; 669.14.669.018

Gurgu, O., Vasile, T., Evghenide, D. : **Thermogravimetrical study of carbonitridation of certain low-alloy steel.**

Construcţia de maşini 28 (1986), nr. 1, p. 45

DC ; 621.785.53 ; 620.178.1

Niţă, D. : **Nitridation with discharges through gas, a new surface hardening process.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 1, p. 50

DC ; 621.785.53 ; 669.14 ;621.833 ;621.9

Niţă, D., Popescu, M. : **Graded gas nitridation of heat — treatable alloyed steel for machine tool gears.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 1, p. 54

SOMMAIRE

CD ; 621.78.001

Pantea, V. : **Préoccupations pour l'introduction du progrès technique dans le domaine des traitements thermiques.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 1

CD ; 621.78 ; 338.062.219

Dulămiţă, T., Pantea, V., Drugă, L., Gurgu, C. : **Quelques préoccupations pour la réduction de la consommation d'énergie lors des traitements thermiques.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 1, p. 2

CD ; 621. 78 ; 338.062.219 ;621.75

Geru, N., Dulămiţă, T., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M. Iliescu, P., Opriş, C., Grosu, R. : **Possibilités de réductior de la consommation d'énergie lors des traitements thermiques préliminaires et finals appliqués aux outils en aciers rapides.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 1, p. 5

CD ; 621.78 ;669.14

Baicu Ştefania : **Quelques aspects du traitement thermique des aciers maraging à la teneur en nickel de 18%.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 1, p. 11

CD ; 621.78 ; 669.14

Vasiloiu, A., Săvescu, A., Filip, I. : **Traitement sous zéro degré de l'acier 90 Mo VC 18.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 19

CD ; 621.78 ; 669.14 ;621.979.25 ; 621.983-2

Diaconu, D., Crişan, H., Georgescu-Cocoş, Şt., Nogea, V. Solacolu Maria : **Du traitement thermique des aciers à matrices utilisés à l'étampage de précision.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 25

CD ; 621.91.07 ; 621.746.002.6

Morait, R., Avram, Maria : **Réalisations de l'usine ,,Semănătoarea" dans le domaine de l'usinabilité par coupe des pièces en fonte malléable.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 30

CD ; 621.78: 621.787: 539.4:669

Stoian, I. : **Contributions à l'étude de l'influence de l'écrouissage et du traitement thermique sur la résistance à la rupture et sur la limite d'étirage des bimétaux.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 36

CD ; 620. 178 ;1 ;621.979 ;669.131.622

Pantea, V., Radu, A., Ionescu, G., Crişan, H., Drugă, L. : **Considérations sur le durcissement superficiel des corps des grands moules en fonte au graphite sphéroïdal.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 42

CD ; 669.046.562 ; 621.785.53 ; 669.14.669.018

Gurgu, O., Vasile, T., Evghenide, C. : **Étude thermogravimétrique de la carbonitruration de certains aciers à faible alliage.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 1, p. 45

CD ; 621.785.53 ; 620.178.1

Niţă, D. : **Nitruration par décharges électriques en milieu de gaz, un procédé nouveau de durcissement superficiel.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 1, p. 50

CD ; 621.785.53:669.14 ;621.833:621.9

Niţă, D., Popescu, M. : **Nitruration gazeuse en gradins des aciers alliés à haute qualité, destinés à la confection des roues d'engrenage pour les machines-outils.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no.1, p. 54

INHALT

DK ; 621.78.001

Pantea, V. : **Gedanken für die Einführung des technischen Fortschritts in den Bereich der Wärmebehandlungen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 1

DK ; 621.78 ;338.062.219

Dulămiţă, T., Pantea, V., Drugă, L., Gurgu, O. : **Einige-Gedanken hinsichtlich der Verminderung des Energieverbrauch bei den Wärmedehandlungen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 2

DK ; 621.78 ; 338.062.219 ;621.75

Geru, N., Dulămiţă, T., Ursache, M., Chircă, D., Marin, M., Iliescu, P., Opriş, C., Grosu, R. : **Möglickeiten der Verminderung des Energieverbrauchs bei der thermischen Vor- und Endbehandlungen der Schnell-stahlwerkzeugen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 5

DK ; 621.78 ; 669.14

Baicu Ştefania : **Einige Aspekte der Wärmebehandlung von Maraging Stähler mit 18% Ni.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 11

DK ; 621.78 ; 669. 14

Vasiloiu, A., Săvescu, A., Filip, I. : **Unternullbehandlung des 90 Mo VC 18 Stahls.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 19

DK ; 621.78 ; 669.14 ; 621.979.25 ; 621.983 – 2

Diaconu, D., Crişan, H., Georgescu-Cocoş, St., Nogea, V., Solacolu Maria : **Hinsichtlich der Wärmebehandlung der für Präzisionsgesenkschmieden verwendeten Stanzenstähle.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 25

DK ; 621.91.07 ; 621.746.002.6

Morait, R., Avram Maria : **Errungerungen aus dem Unternehmen ,,Semănătoarea'' hinsichtlich der Schneidbearbeitbarkeit von Temperguss.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 30

DK ; 621.78 ; 621.787 ; 539.4 ; 669

Stoian, I. : **Beiträge hinsichtlich der Kalthärtungs — und Warmbehandlungswirkung auf Bruchfestigkeit und Fliessgrenze der Bimetalle.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 36

DK ; 620.178.1 ; 621.979 ;669.131.622

Pantea, V., Radu, A., Ionescu, G., Crişan, H., Drugă, L. : **Betrachtungen über der Oberflächenaufhärtung von grossen Gesenkkörper aus Kugelgraphitgusseisen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 42

DK ; 669.046.562 ; 621.785.53 ; 669.14.669.018

Gurgu, O., Vasile, T., Evghenide, C. : **Thermogravimetrisches Studium des Karbonitrirens einiger niedriglegierten Stahlen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 1, S. 45

DK ; 621.785.53 ; 620.178.1

Niţă, D. : **Gasentladungsaufsticken, ein neues Verfaren für Oberflächenaufhärtung.**

Constructia de maşini 28 (1976), Nr. 1, S. 50

DP ; 621.785.53 ; 669.14 ; 621.833 ; 621.9

Niţă, D., Popescu, M. : **Zwischenstufengasaufstickung der legierten Verbesserungsstähle fur Werkzeugmaschinenzahnräder.**

Constructia de maşini, 28 (1975), Nr. 1, S. 54

СОДЕРЖАНИЕ

ДК ; 621.78.001

Пантеа, В.: **Поглощённости для введения технического прогресса в области теплового обработки.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 1, стр. 1

ДК ; 621.78 ; 338.062.219

Дулэмицэ, Т., Пантеа, В., Другэ, Л., Гургу, О.: **Некоторые поглощённости относящийся к уменьшеннию расхода энергий на тепловые обработки.**

Constructia de maşini, 28(1976), nr. 1, стр. 2

ДК ; 621.78 ; 338.062.219 ;621.75

Геру, Н., Дулэмицэ, Т., Урсаке, М., Кирка, Д., Марин, М., Илиеску, П., Оприш, К., Гросу, Р.,: **Возможности уменьшения расхода энергии на тепловой обработке—предварительной и окончательной—инструмент из быстрорежущих сталей.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 1, стр. 5

ДК ; 621.78 ;669.14

Баику Штефания: **Некоторые виды относящийся к тепловой обработке сталеи марагинг с 18% Ni.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 1, стр. 11

ДК ; 621.78 ;669.14

Василою, А., Сэвеску, А., Филип, И.: **Обработка ниженуля стали 90 Mo VC 18.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 1, стр. 19

ДК : 621.78 ;669.14 ;621.979.25 ;621.983 – 2

Диякону, Д., Кришан, Х., Георгеску-Кокош, Ст., Ногеа, В., Солаколу, М.: **По отношению к тепловой обработке сталей для штамповкам точности.**

Constructia de maşini 28 (1976), nr. 1, стр. 25

ДК ; 621.91.07 ;621.746.002.6

Морэит, Р., Аврам Мария: **Осуществления в предприятие ,,Semănătoarea'' относящиися к переработке по резанию налитых отливок из ковкого чугуна.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 30

ДК ;621.78 ; 621.787 ;539.4 ;669

Стоян, И.: **Обложение в связи с влиянием холодной проковки и тепловой обработки на сопротивление к разрыванию и на предел текучести биметаллов.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 36

ДК ; 620.178.1 ;621.979 ;669.131.622

Пантеа, В., Раду, А., Ионеску, Г., Кришан, Х., Другэ, Л., **Соображения в связи с поверхностным твёрдостью телов больших штамп из чугуна с сфероидальным графитом.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 42

ДК ; 669.046.562 ;621.785.53 ; 669.14.669.018

Гургу, О., Василе, Т., Евгениде, К.: **Термогравиметрическое изучение карбонитрирования сталей слаболегированных.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 45

ДК; 621.785.53 ; 620.178.1

Ницэ, Д.: **Нитрирование с электрическими разрядами в газах, новый процесс реализация поверхностного твёрдости.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 50

ДК ; 621.785.53 ;669.14 ;621.833 ;621.9

Ницэ, Д., Попеску, М.: **Газовое нитрирование в степени легированных сталей для оптимизации шевронных колесов станков.**

Constructia de maşini, 28 (1976) nr. 1, стр. 54

Prefaţă

CZ: 621.78.001

Preocupări pentru introducerea progresului tehnic în domeniul tratamentelor termice

În ansamblul dezvoltării generale a economiei naţionale şi a dezvoltării prioritare a construcţiei de maşini se înscrie cu o pondere însemnată şi activitatea de cercetare şi asimilare a proceselor şi a utilajelor tehnologice de tratament termic şi termochimic.

Este cunoscută importanţa pe care o au tratamentele termice asupra creşterii calităţii, a siguranţei în exploatare şi a durabilităţii organelor de maşini, asupra valorificării mai complete a materialelor metalice şi deci asupra creşterii eficienţei economice a producţiei construcţiilor de maşini. Satisfacerea acestor obiective cît şi cerinţele tot mai mari ale industriei de înnoire a proceselor şi utilajelor tehnologice impune sarcini sporite activităţii de cercetare-proiectare.

Dintre obiectivele importante, dictate de necesităţile actuale şi de perspectivă ale industriei, pentru activitatea de cercetare în domeniul tratamentelor termice se remarcă tehnologiile noi de tratamente termice şi termochimice impuse de asimilarea unor produse sau industrii noi. Se detaşează în mod deosebit prin amploarea şi complexitatea lor industria aerospaţială precum şi realizarea în R. S. România a centralelor nucleare — electrice, ceea ce presupune nu numai asimilarea unor materiale metalice noi dar şi a proceselor complexe de fabricaţie şi a tehnologiilor de tratament termic, pentru asigurarea riguroasă a condiţiilor de calitate şi fiabilitate.

Dezvoltarea impetuoasă a industriei chimice şi a utilajelor tehnologice pentru această industrie, care să asigure o bună funcţionalitate în condiţii deosebite de presiune, temperatură şi grad de agresivitate a mediului, presupune de asemenea asimilarea atît a materialelor cît şi a tehnologiilor de tratament termic.

O importantă pondere în activitatea de cercetare ocupă lucrările nemijlocite pentru realizarea unor noi întreprinderi şi secţii de tratament termic care necesită tehnologii specifice. Printre acestea se remarcă fabricaţia de osii şi roţi monobloc la IOB-Balş, utilaje chimice şi piese forjate la IUCF-Rîmnicu Vîlcea, nouă fabricaţie de cilindri de laminat benzi la rece la IMG—Bucureşti, de discuri pentru grapă la I.M.,,Ceahlăul'' — Piatra Neamţ de motoare diesel semirapide la ICM—Reşiţa ş.a.

Lucrări de cercetare experimentală sînt afectate asimilării unor tehnologii specifice de tratament termic şi termochimic, a tehnologiilor de vîrf în domeniu, printre care perfecţionarea şi diversificarea atmosferelor controlate, tratamente termice în vid şi în pat fluidizat, tratament termic sub zero grade, nitrurarea ionică ş.a.

Asimilarea prin cercetare proprie a acestor tehnologii — fără import de licenţe sau utilaje— necesită însă o strînsă colaborare a specialiştilor din institutele de cercetări şi proiectări, din învăţămîntul tehnic superior şi din întreprinderi.

Acest număr al revistei ,,Construcţia de Maşini'' cuprinde cîteva lucrări prezentate la cea de-a V-a sesiune de comunicări ştiinţifice organizată în cinstea zilei constructorilor de maşini, în luna iulie 1975.

Ing. Valer **PANTEA**
Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde
(ICPTSC) – Bucureşti

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL TRATAMENTELOR TERMICE

(Comunicări prezentate la Sesiunea de comunicări științifice organizată în cinstea „Zilei constructorilor de mașini“ de către MICMG, CNIT și ICPTSC–București, în luna iulie 1975)

CZ ; 621.78 ;338.062.219

Unele preocupări privind reducerea consumului de energie la tratamentele termice

Prof. dr. ing. Titi **DULĂMIȚĂ** — Institutul politehnic – București
Ing. Valer **PANTEA** ; ing. Leontin **DRUGĂ** ; ing. Octavian **GURGU** — ICPTSC – București

Între procedeele tehnologice de prelucrare la cald a materialelor metalice sub formă de semifabricate și produse finite, tratamentele termice ocupă un loc aparte. Caracterizîndu-le în limbaj de conducere cu mijloace moderne de prelucrare a datelor, se remarcă faptul că dintre cele trei fluxuri care intră în proces—cel de materiale, cel de energie și cel de informații — numai ultimele două au o pondere mare.

Operațiile de tratament termic pot fi caracterizate ca procese tehnologice ce constau în transformarea stării structurale și de tensiuni a produselor metalice prin acțiunea energiei termice. Se poate spune deci că tratamentele termice sînt procese în care nu se consumă materiale metalice ci numai energie termică. Studii ale căror concluzii au fost publicate recent în literatura de specialitate au evidențiat faptul că în viitorii 15—25 de ani ponderea cea mai mare (85—90%) din totalul operațiilor cu consum de energie termică o vor deține în continuare operațiile de recoacere, călire, revenire, carburare și carbonitrurare. Față de aceste date problema reducerii consumului de energie termică se poate aborda din următoarele puncte de vedere :

— al reducerii consumului de energie termică la operațiile de recoacere, călire, revenire, carburare și carbonitrurare ;

— al înlocuirii acestor tipuri de tratamente termice cu altele care să realizeze aceiași indicatori de calitate cu un consum mai mic de energie termică.

Examinînd problema reducerii consumului de energie termică la operațiile clasice de tratament termic se evidențiază următoarele căi :

— micșorarea ciclului specific de tratament termic primar și final pe tona de produs prin aplicarea unor procedee de încălzire mai eficiente și prin folosirea unor utilaje cu randament termic ridicat ;

— micșorarea consumului de energie termică prin introducerea proceselor tehnologice care folosesc pentru tratamentul termic căldura de la operațiile de prelucrare plastică la cald ;

— utilizarea de medii controlate obținute cu un consum mai mic de energie termică sau de materie primă gazoasă.

Indiferent de procedeul prin care se realizează reducerea consumului de energie termică acesta implică :

— aprofundarea și extinderea cercetărilor asupra transformărilor în stare solidă care stau la baza tratamentelor termice ;

— studierea cineticii și a mecanismului reacțiilor de transfer de energie și masă la tratamente termice și termochimice ;

— proiectarea și realizarea de utilaje, aparate și dispozitive, care să asigure executarea operațiilor de tratamente termice în limite tot mai restrînse de variație a parametrilor tehnologici.

Institutele de cercetare și proiectare din țara noastră, în colaborare cu institutele de învățămînt superior, au realizat progrese remarcabile pe calea studierii și introducerii în industrie a unor procedee tehnologice de mare eficiență în ceea ce privește reducerea consumului de energie termică.

Prin efectele de reducere a energiei termice se remarcă realizările specialiștilor de la ICEM și a cadrelor didactice de la Institutul politehnic — București în aplicarea laminajului controlat care realizează normalizarea și călirea benzilor direct de la laminare la C. S. Galați, eliminînd astfel reîncălzirea pentru austenitizare în vederea aplicării acestor tratamente. Aceste preocupări au constituit obiectul unor lucrări de cercetare-proiectare și la ICPTSC—București, unde în ultimii ani au fost realizate proiecte și tehnologii cu efecte directe în ceea ce privește reducerea consumului de energie și creșterea calității produselor.

Unul dintre procedeele tot mai frecvent utilizate pentru încălzire în vederea realizării unor tratamente termice este încălzirea prin inducție, metodă care a luat o amploare deosebită în ultimul timp, în special datorită avantajelor pe care le prezintă în comparație cu metodele clasice de încălzire, și anume :

— datorită timpului scurt în care se realizează încălzirea se evită fenomenele de oxidare și decarburare, existînd astfel posibilitatea să se trateze piese în stare finită ;

— instalațiile au o productivitate ridicată, ceea ce influențează favorabil și prețul de cost al operațiilor ;

— instalațiile de încălzire prin inducție se pornesc instantaneu, deci apare o reducere masivă a consumului de energie față de cuptoarele clasice ;

— permite în multe cazuri înlocuirea oțelurilor aliate cu oțeluri-carbon.

În Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC) — București s-au proiectat o serie de instalații specializate precum și o gamă tipizată de instalații care este în curs de omologare. De asemenea, s-a proiectat şi realizat o gamă de cuptoare-băi de sare cu electrozi submersaţi pentru un domeniu de temperaturi cuprins între 180 şi 1 300° C, în care se pot realiza operaţii de călire, revenire, tratamente izoterme şi termochimice pentru scule şi alte tipuri de piese, cu un consum de energie mai mic faţă de cele folosite pînă în prezent.

Începînd din anul 1974 s-au iniţiat unele cercetări privind realizarea de instalaţii şi tehnologii de tratamente termice şi termochimice în pat fluidizat. Acest procedeu, folosit mai mult în industria chimică şi în ultimul timp şi pentru uscarea nisipurilor în turnătorii, a început să fie folosit şi la încălzirea pentru tratamente termice [2].

Comparînd procedeele de încălzire realizate în instalaţii clasice (cuptoare cu atmosferă controlată, băi de săruri) cu procedeul de încălzire în pat fluidizat, rezultă următoarele:

— Mişcarea intensă a particulelor patului fluidizat duce la o omogenitate excelentă a temperaturii în incinta de lucru.

— Transferul de căldură în pat fluidizat este destul de ridicat, apropiindu-se ca valoare de transferul de căldură în băi de săruri, fiind superior cu mult celui realizat în cuptoare cu atmosferă (în tabelul 1 se prezintă valorile coeficientului de transfer termic în cîteva medii de încălzire utilizate la tratamentul termic), iar în figura 1 se prezintă curbele de încălzire ale unui eşantion de oţel de Ø 50 × 150 mm în diferite medii.

Tabelul 1

Nr. crt.	Mediul de încălzire	Coeficientul de transfer termic α/Kcal/m², *h*, °C
1.	Cuptor cu recirculaţie de aer cald	20— 80
2.	Cuptor cameră (convecţie şi radiaţie)	75— 400
3.	Baie de sare	400—1 200
4.	Cuptor cu pat fluidizat	100—1 000

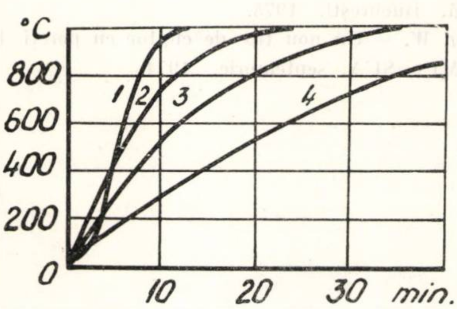


Fig. 1. Intensitatea încălzirii unor eşantioane de oţel în diferite medii:

1. baie de sare 50% Na Cl + 50% KCl; 2. pat fluidizat cu grafit; 3. pat fluidizat cu cocs; 4. cuptor cu atmosferă (20)

— Patul fluidizat poate fi utilizat cu succes ca mediu de răcire, avînd capacitatea de răcire maximă apropiată de cea a uleiului; el oferă posibilitatea realizării unor răciri după program (în figura 2 se prezintă curbele de răcire ale centrului unui eşantion de Ø 50 × 1 500 mm în diferite medii).

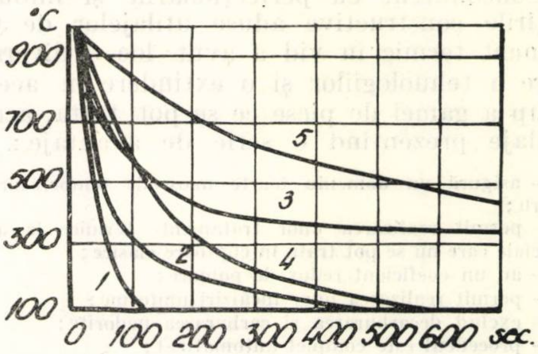


Fig. 2. Curbele de răcire ale centrului eşantionului.

1. în apă; 2. în ulei de transformator; 3. în salpetru (300°C); 4. în pat fluidizat; 5. în aer.

— Faţă de sărurile folosite la încălzirea în băi de săruri topite, particulele patului fluidizat prezintă o mare stabilitate fizico-chimică în domeniul de temperaturi folosite la tratamentul termic (nu apare solidificarea, vaporizarea, oxidarea sau descompunerea chimică).

— La încălzirea în pat fluidizat se obţin economii însemnate de energie electrică sau gaz metan;

— Datorită productivităţilor ridicate ce se obţin, preţul de cost al operaţiilor realizate în aceste instalaţii este cu 20—40% mai redus.

— Se pot realiza tratamente termochimice cu avantajul scurtării de trei—patru ori a duratei proceselor. În figura 3 se prezintă adîncimea stratului carburat funcţie de parametrii de lucru.

La ICPTSC s-a proiectat şi este în curs de execuţie o instalaţie cu pat fluidizat pentru temperaturi pînă la 800° C încălzită electric, cu ajutorul căreia se vor efectua o serie de încercări de laborator şi semiindustriale, urmînd ca după omologarea acesteia să se treacă la proiectarea unor instalaţii industriale. De asemenea, în prezent se fac cercetări privind realizarea tratamentelor termice în vid.

Tratamentul termic în vid al metalelor şi aliajelor lor se cunoaşte de circa 25 de ani, dar a cunoscut o dezvoltare remarcabilă abia în ultimii zece ani, odată cu rezolvarea unor probleme de ordin tehnic şi tehnologic.

Iniţial realizarea instalaţiilor şi a tehnologiilor de tratament termic în vid a fost legată de rezolvarea unor probleme din domeniul aeronauticii, a tehnicii nucleare, a electrotehnicii şi a electronicii, care nu se puteau realiza în instalaţii clasice. Ulterior s-a constatat că în aceste instalaţii se poate realiza şi tratamentul termic al oţelurilor şi aliajelor clasice, dar pe o treaptă calitativ superioară comparativ cu cuptoarele clasice cu atmosferă controlată sau băile de săruri.

În ultimii ani tipurile de cuptoare cu vid s-au diversificat și îmbunătățit foarte mult, ajungîndu-se în prezent la instalații complexe cu bazine integrate [3].

Concomitent cu perfecționările și îmbunătățirile constructive aduse utilajelor de tratament termic în vid a avut loc o diversificare a tehnologiilor și o extindere în același timp a gamei de piese ce se pot trata, aceste utilaje prezentînd o serie de avantaje :

— asigură un domeniu foarte mare de temperaturi de lucru ;
— permit realizarea unor tratamente termice la aliaje speciale care nu se pot trata în cuptoare clasice ;
— au un coeficient redus de poluare ;
— permit realizarea unor încălziri uniforme ;
— exclud decarburarea și carburarea nedorite ;
— procedeul este complet automatizat ;
— deformare minimă a pieselor tratate ;
— oferă posibilitatea realizării tratamentului de nitrurare ionică.

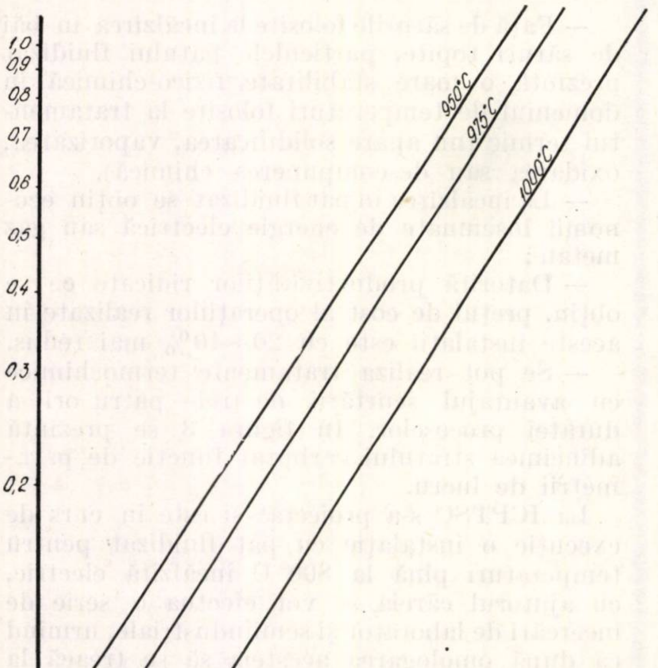


Fig. 3. Adîncimea efectivă a stratului carburat în pat fluidizat, funcție de timp .

La ICPTSC se lucrează la proiectarea unui cuptor vertical cu vid cu pereți calzi, după care se va trece la execuție și cercetări de laborator pe această instalație.

Tot o preocupare importantă a specialiștilor din ICPTSC este și realizarea unor cuptoare cu panouri radiante (pereți luminoși), folosite în special pentru tratamente termice primare. Încălzirea lor se face cu gaze naturale, care sînt introduse în cuptor prin intermediul unor cărămizi cu porozitate dată (fig. 4), iar la suprafața acestor cărămizi se face arderea lor cu flăcări foarte scurte pe toată suprafața interioară a pereților cuptorului, astfel încît randamentul arderii este foarte ridicat [4].

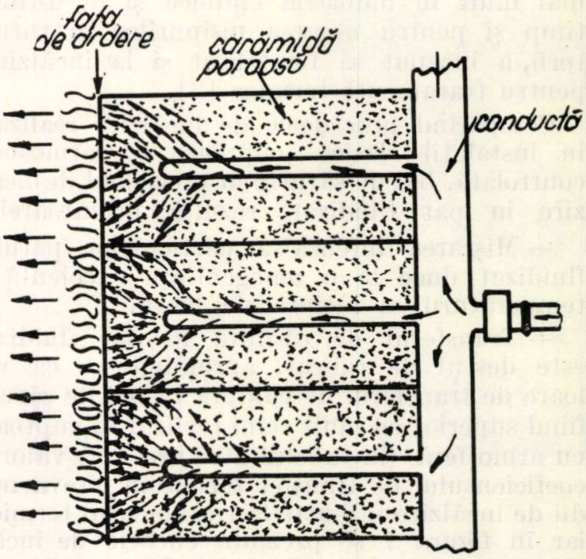


Fig. 4. Schema de principiu a unui cuptor cu pereți luminoși

BIBLIOGRAFIE

1. *Mantea, Șt. Dulămiță, T.* — Teoria și practica tratamentelor termice, ed. tehnică, București, 1966.
2. *Bascakov* : — Încălzirea și răcirea metalelor în pat fluidizat, ed. Metallurghia, 1974.
3. *Allagauzen* : — Instalații electrotehnice industriale, ed. tehnică, București, 1975.
4. *Patton W.* — Un nou tip de cuptor cu pereți luminoși în IAMI — SUA, septembrie, 1974.

CZ; 621.78; 338.062.219; 621.75

Posibilități de reducere a consumului de energie la tratamentul termic preliminar și final al sculelor din oțeluri rapide

Prof. dr. ing. N. **GERU**; prof. dr. ing. T. **DULĂMIȚĂ**;
dr. ing. M. **URSACHE**; asist. ing. D. **CHIRCĂ**; ing. M. **MARIN** — Institutul politehnic – București;
ing. P. **ILIESCU**; ing. C. **OPRIȘ**; ing. R. **GROSU** — Întreprinderea ,,23 August'' București

I. Domeniul și problematica cercetării

Lărgirea domeniului cercetării asupra caracteristicilor de exploatare a oțelurilor rapide de scule este determinată de mai mulți factori, dintre care s-a ținut seama la abordarea și elaborarea acestor lucrări de următorii:

— diversificarea tipodimensiunilor de produse (piese, organe de mașini, scule, elemente de construcții metalice etc.) care se fasonează prin așchiere rapidă;

— creșterea numărului de tipuri și mărci de aliaje metalice și materiale nemetalice din care se confecționează prin așchiere rapidă;

— progresele înregistrate în construcția de mașini-unelte și în mod deosebit în introducerea programării comenzilor și creșterea în ansamblu a automatizării operațiilor de prelucrare prin așchiere;

— preocupările tot mai intense pentru asimilarea tehnologiilor de elaborare, prelucrare plastică, fasonare și tratament termic pentru noi mărci de oțeluri rapide din clasele ledeburitice și martensitice;

— necesitatea micșorării ponderii în structura prețului de cost al unor elemente legate de prelucrarea prin așchiere rapidă: manoperă, consum de scule, consum de energie, indice de utilizare a mașinilor și suprafețelor de producție.

Problematica cercetărilor metalurgice din domeniul prelucrării materialelor metalice prin așchiere rapidă cu scule din oțeluri din clasele ledeburitică și martensitică decurge din necesitatea de a folosi la confecționarea sculei pentru fiecare caz în parte (tip de așchiere, material metalic așchiat, tip și caracteristici funcționale ale mașinii-unelte) oțelul corespunzător din punct de vedere tehnic și economic.

Deoarece pentru fiecare caz concret pot intra în considerare mai multe tipuri și mărci de oțeluri rapide, este necesar să se folosească un criteriu cît mai precis, cu ajutorul căruia să se poată stabili — luînd în considerare un număr cît mai mare de factori de ordin tehnic și economic — care este marca de oțel rapid care corespunde în cea mai mare măsură cerințelor exprimate prin acești factori.

Un anumit oțel rapid, în funcție de condițiile de elaborare și prelucrare, poate avea valori diferite pentru caracteristicile de exploatare care exprimă comportarea lui sub formă de scule la diferite tipuri și regimuri de așchiere. De aceea, este necesar să se folosească o metodologie pentru determinarea caracteristicilor de exploatare, nu numai pe mărci de oțeluri pentru a le compara între ele dar și pe șarje diferite de oțel din aceeași marcă, prelucrat în condiții identice sau diferite. Această metodologie trebuie așadar să ia în considerare toți factorii care pot contribui la caracterizarea comportării în exploatare a sculelor fabricate din oțelul unei anumite șarje: tipodimensiunea sculei, tipul și regimul de așchiere, caracteristicile materialului metalic sau nemetalic care se prelucrează, factorii metalurgici care intervin în procesele și operațiile de elaborare, prelucrarea plastică și tratamentul termic al sculei. În acest fel se poate stabili destinația unei anumite mărci sau chiar șarje de oțel rapid, apreciind eficiența folosirii ei prin comparație cu alte mărci de oțeluri rapide sau chiar alte șarje de oțel din aceeași marcă.

În această lucrare sînt expuse rezultatele cercetărilor efectuate pe probe din oțel superrapid aliat cu cobalt, provenit dintr-o șarjă elaborată la Întreprinderea ,,23 August'' —București, beneficiarul cercetării.

S-a urmărit dependența caracteristicilor de exploatare ale oțelului superrapid aliat cu cobalt marca RP 9 K, în funcție de:

— regimul de tratament termic final;

— structura rezultată prin aplicarea diferitelor tratamente termice;

— duritatea sculei tratate termic;

— tipul prelucrării prin așchiere;

— parametrii geometrici și condițiile de prelucrare prin așchiere.

Compoziția chimică, structura și caracteristicile mecanice ale materialului metalic prelucrat au fost menținute neschimbate.

Din literatura de specialitate rezultă tendința de a experimenta mai întîi în condiții de laborator și apoi în condiții industriale, noi regimuri de tratament termic final. Justificarea acestei tendințe o constituie faptul că pentru diferite mărci de oțeluri rapide, noile regimuri de tratament termic pot conduce la rezultate diferite de cele obținute prin regimul ,,clasic'' aplicat oțelului rapid clasic RP 3 cu 18% W, 4% Cr, 1% V și cu conținut de carbon scăzut (0,7...0,85%) și anume: trepte de preîncălzire urmate de încălzire la 1 260 ... 1 280° C pentru austenitizare și răcire în trepte la 500 ... 550° C urmată de răcirea în aer și apoi de trei reveniri la 550—560° C, fiecare cu durata de o oră.

II. Materialul și metodica experimentării

Pentru cercetările efectuate s-a folosit oțelul superrapid aliat cu cobalt, a cărui compoziție chimică este dată în tabelul 1.

Tabelul 1

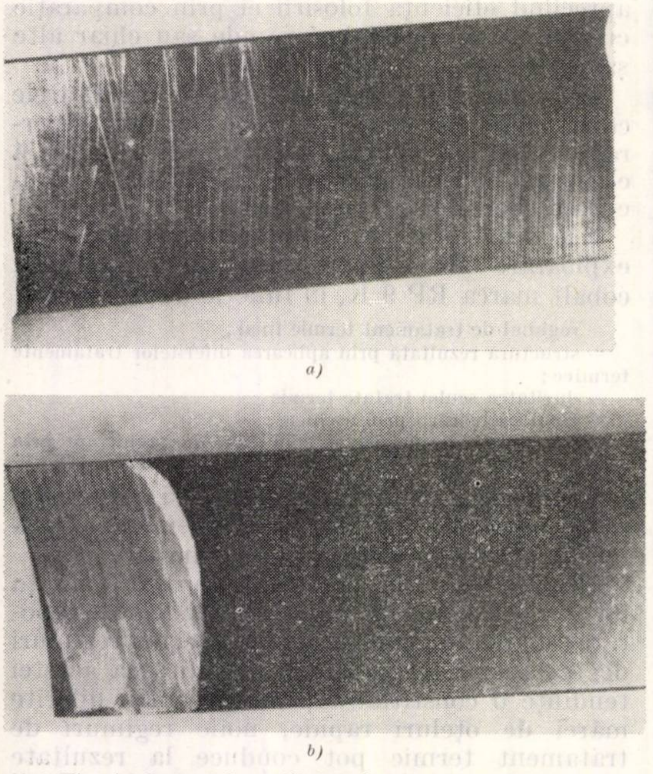
C%	Mo %	V %	Cr%	W %	Co %
1,26	2,05	2,56	4,12	8,75	4,15

Oțelul a fost elaborat în cuptor electric cu arc și turnat în lingouri de 175 și 200 mm. Lingourile au fost forjate în intervalul de temperaturi de 1 100—900° C, în bare cu Ø18 și Ø 40 mm. După forjare barele au fost recoapte la temperatura de 800° C. Din barele recoapte s-au fasonat următoarele probe :

— probe cu Ø6×100 mm pentru determinarea proporției de austenită reziduală ;

— probe cu Ø20×30 mm pentrumetanaliza alografică ;

— cuțite de strung cu geometria prezentă în figura 1, pentru verificarea comportării acestora la prelucrarea prin așchiere a diverselor mărci de oțeluri.



a)

b)

Fig. 1. Geometria cuțitelor de strung executate

Cercetările au avut drept scop stabilirea unor regimuri noi de tratament termic aplicate sculelor din oțeluri superrapide aliate cu cobalt, care să le confere cele mai bune caracteristici de exploatare în condițiile unor consumuri reduse de energie. În acest scop au fost încercate atît regimurile clasice cît și regimuri noi.

Regimul clasic de tratament termic a fost încercat în scopul determinării temperaturilor de austenitizare, menținere izotermă și revenire. În acest sens s-au făcut încercări pentru austenitizare la temperaturile de 1 180—1200 și 1 230° C, menținere izotermă la 500 și 540° C, urmată de cîte trei reveniri la temperaturile de 500, 520, 550 și 570° C. Regimurile noi încercate au urmărit scurtarea ciclului de tratament termic final prin utilizarea unei căliri directe în ulei, urmate de reveniri. În acest sens au fost făcute încercări pentru temperaturile de austenitizare de 1 180, 1 200 și 1 230° C, călire în ulei și una la trei reveniri la temperaturile de 500, 520, 550, 570, 640, 660, 700° C cu durate de 15—60 de minute.

S-a avut în vedere pe de o parte posibilitatea de a aplica o călire directă în ulei pentru scule de formă simplă, fără treceri bruște de secțiune și unghiuri ascuțite (cuțite, filiere etc.), iar pe de altă parte posibilitatea de a varia în limite mai largi proporția de austenită reziduală din aceste oțeluri.

Obiectul determinărilor experimentale l-a constituit controlul modificărilor structurale (granulația, morfologia și distribuția carburilor), proporția de austenită reziduală precum și controlul variațiilor de duritate. Pe baza rezultatelor obținute, în urma confruntării lor cu date similare din literatura de specialitate, s-a urmărit selecționarea unui număr restrîns de regimuri de tratament termic prin care să se asigure cele mai mari valori ale durității. În continuare, rezultatele apreciate pe baza încercărilor de duritate urmează să fie verificate prin determinarea rezistenței la uzură a sculelor tratate termic potrivit acestor regimuri. Ideea de plecare este aceea că deși duritatea influențează în mod sensibil rezistența la uzură a sculelor, această din urmă caracteristică de exploatare nu poate fi legată direct de duritate, asupra ei influențînd și o serie de factori cum sînt : proporția, forma, dimensiunile și distribuția particulelor de carburi geometria sculei (respectiv tipul de prelucrare prin așchiere), regimul de așchiere (avansul, turația etc.) și prelucrabilitatea prin așchiere (așchiabilitatea) materialului metalic care se prelucrează. În acest scop, în cadrul cercetărilor care fac obiectul acestei lucrări a fost concepută o metodologie proprie pentru aprecierea influenței regimului de tratament termic final asupra capacității de prelucrare a sculelor, incluzînd și ceilalți factori menționați.

III. Rezultatele cercetărilor experimentale privind influența regimului de tratament termic asupra durității și structurii

În tabelul 2 sînt prezentate valorile durităților și a proporțiilor de austenită reziduală rezultate după aplicarea diferitelor regimuri

Tabelul 2

Nr. crt.	Temp. de austenit. (°C)	Condiţii de răcire	Temp. de revenire (°C)	Nr. de rev.	Durata de revenire	Proporţ. austen. rezid. %	Duritate H_{RC}
1.	1 180	ulei	500	3	60′	17	61,5
2.	1 180	baie sare 500°Cx3′	500	3	60′	21,4	62
3.	1 180	ulei	550	3	60′	5,3	63
4.	1 180	baie sare 500°C × 3′	550	3	60′	17,0	63
5.	1 180	ulei	570	3	60′	8,28	62
6.	1 180	ulei	640	3	15′	9,83	67,5
7.	1 180	ulei	660	1	60′	10,3	51,0
8.	1 180	ulei	700	1	20′	10,41	44,0
9.	1 200	ulei	500	3	60′	31,8	61,3
10.	1 200	baie sare 500°C3′	500	3	60′	30,8	62,0
11.	1 200	ulei	550	3	60′	15,2	63,0
12.	1 200	baie sare 540°C – 3′	550	3	60′	21,2	64,0
13.	1 200	ulei	570	3	60′	16,56	64,5
14.	1 200	baie sare 540°C – 3′	570	3	60′	2,02	65,0
15.	1 200	ulei	640	3	15′	4,96	68,3
16.	1 200	ulei	660	1	60′	5,1	50,0
17.	1 200	ulei	700	1	20′	5,33	44,0
18.	1 230	ulei	500	3	60′	34,2	62,7
19.	1 230	ulei	550	3	60′	20,6	63,6
20.	1 230	ulei	570	3	60′	6,4	64,3
21.	1 230	baie sare 550°C – 3′	570	3	60′	7,1	65,0
22.	1 230	ulei	640	3	15′	1,74	68,8
23.	1 230	ulei	660	1	60′	2,4	50,0
24.	1 230	ulei	700	1	20′	2,83	48,0

de tratament termic. Pentru determinarea durităţilor au fost folosite probe cu Ø 20 × 30mm, iar pentru determinarea proporţiei de austenită reziduală probe cu Ø 6 × 100 mm tratate în aceleaşi condiţii. Proporţia de austenită reziduală a fost determinată utilizînd metoda smulgerii din cîmp magnetic, încercările fiind efectuate pe o instalaţie balistică (etaloanele cu Ø 6 × 100 mm au fost austenitizate o oră la temperaturile de tratament termic prezentate în tabelul 2 şi apoi răcite în azot lichid).

Analiza rezultatelor prezentate în tabelul 2 arată că pentru temperaturi de revenire inferioare celei de 570° C, proporţia de austenită reziduală este mult mai mare decît în cazul revenirilor la temperaturi mai mari sau egale cu 570° C. Această constatare este pusă în evidenţă şi de aspectul metalografic al structurii oţelului (fig. 2).

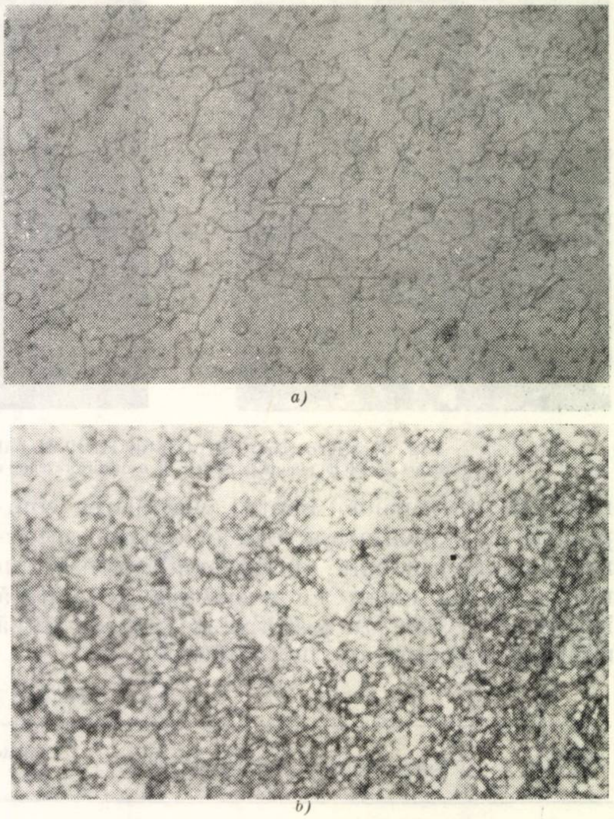


Fig. 2. Microstructura oţelului

a. după austenitizare la 1230°C, călire în ulei; b. după austenitizare la 1230°C, călire în ulei şi revenit la 550°C.

În figura 2 a este reprezentată micrografia oţelului după austenitizare la 1 230°C şi călire în ulei, iar în figura 2 b microstructura oţelului după austenitizare la 1 230° C, călire în ulei şi revenit de trei ori la 550° C (se mai păstrează aspectul poliedric caracteristic oţelului călit şi nerevenit), deci insuficient revenit.

În starea călit şi nerevenit, microstructura oţelului pentru toate cele trei temperaturi de austenitizare este similară cu cea prezentată în figura 2 a. În starea călit şi revenit microstructura oţelului superrapid aliat cu cobalt este alcătuită din martensită, austenită reziduală şi carburi (fig. 3 a, b, c).

Cele mai mari valori ale durităţii (68,3, respectiv 68,8) asociate cu proporţii scăzute de austenită reziduală au fost obţinute pentru probele austenitizate la 1 200 şi 1 230° C, călite în ulei, apoi revenite de trei ori cîte 15 minute la temperatura de 640° C. Temperaturile de revenire superioare temperaturii de 640° C conduc la obţinerea unor valori prea mici ale durităţii, indiferent de durata şi

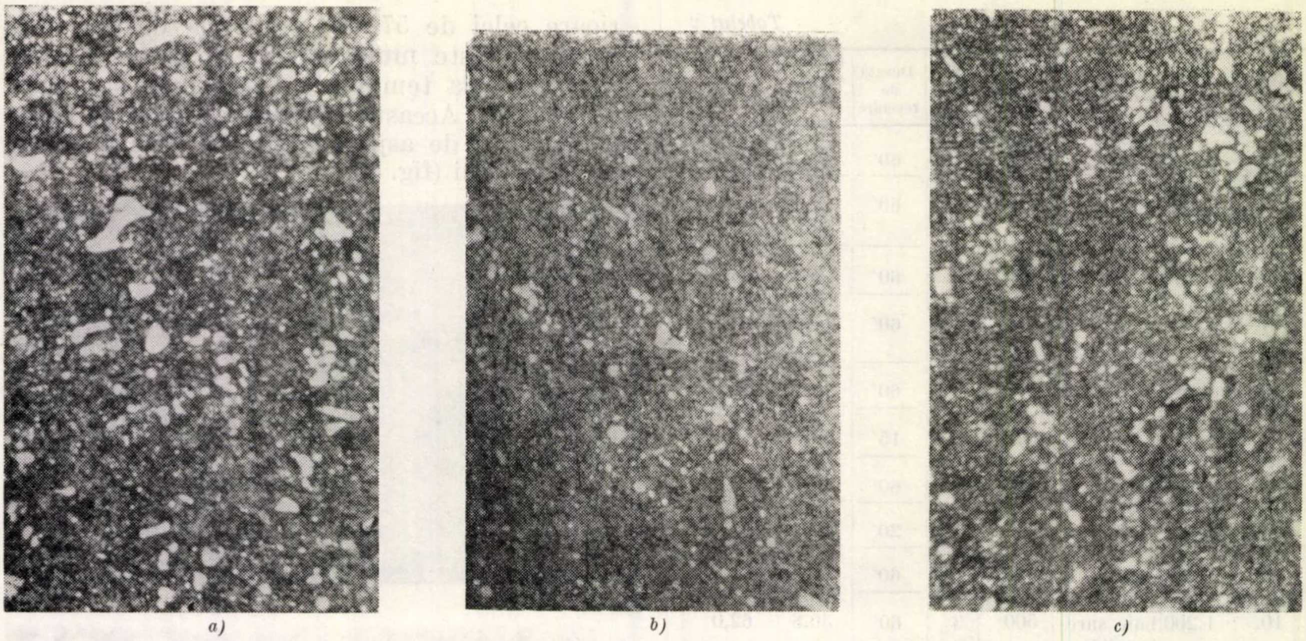


Fig. 3. Microstructura oţelului RP 9 K călit în ulei la temperatura de 1 230° C şi revenit:
a. de trei ori cîte 60 de minute la 570°C; b. o singură revenire de 60° de minute la 660°C; c. o singură revenire de 20° de minute la 700°C

numărul revenirilor. Pentru verificarea comportării în exploatare a sculelor din oţel superrapid aliat cu cobalt au fost confecţionate un număr de 12 cuţite cu geometria prezentată în figura 1, care au fost tratate termic după regimurile prezentate în tabelul 3.

Tabelul 3

Nr. cuţit	Regimul de tratament termic aplicat	Duritate H_{RC}
1	1 180°C—ulei+3×60′ la 500°C	63
2	1180°C—baie sare 500°C—3′+3×60′ la 500°C	64
3	1180°C—ulei+3×60′la 550°C	61
4	1180°C—ulei+3×60′ la 550°C	62
5	1180°C—ulei+3×60′ la 550°C	61
6	1180°C—ulei+3×60′ la 550°C	61
7	1200°C—ulei+3×60′ la 550°C	63
8	1200°C—ulei + 3 × 60′ la 550°C	62
9	1200°C—baie sare 540°C—3′+3×60′—550°C	61
10	1200°C—baie sare 540°C—3′+3×60′—550°C	60
11	1230°C—ulei+3×60′ la 570°C	65
12	1230°C—baie sare 550°C 3′ + 3×60°—570°C	62

După tratamentul termic cuţitele au fost ascuţite la maşina de ascuţit conform geometriei prezentate în figura 1, după care au fost folosite la operaţia de aşchiere (degroşare) prin strunjire a diferitelor mărci de oţel. Operaţia de strunjire a fost efectuată menţinînd constante regimul de aşchiere (tabelul 4) şi unghiul de aşezare al cuţitului, apoi s-a măsurat cantitatea de şpan rezultată între două ascuţiri. Rezultatele experimentale sînt prezentate în tabelul 5.

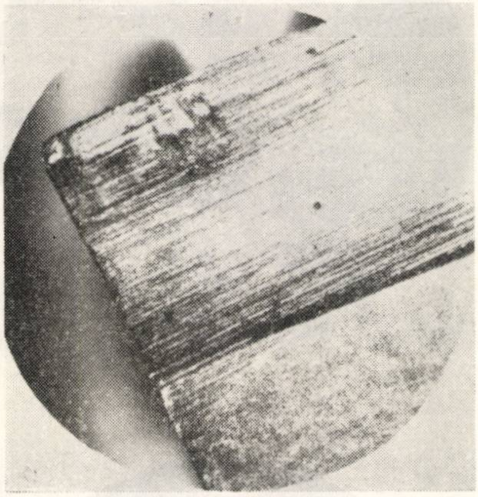
Tabelul 4

Avansul mm/rot.	Turaţia rot/min.	Adîncimea şpanului mm	Unghiul de aşezare al cuţitului
0,3	150	3	12°

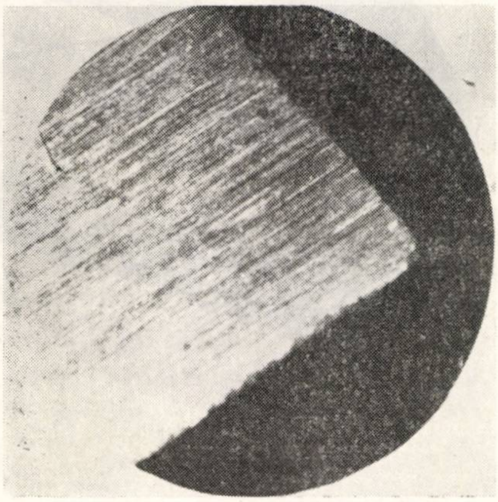
Tabelul 5

Nr. cuţit	Duritate *HRC*	Marca oţelului aşchiat	Duritatea H_B	Cantitatea de şpan rezultată kg
1	63	OLC 15	129	3,68
2	64	OLC 15	140	3,7
3	61	VSCW 20	222	0,733
4	62	VSCW 20	207	1,58
4	62	OLC 45	163	4,56
5	61	VSCW 20	231	0,52
6	61	VSCW 20	207	1,97
7	63	VCW 85	197	2,53
8	62	VCW 85	202	2,35
9	61	40 C 10	220	0,76
10	60	40 C 10	220	0,62
10	60	OLC 45	170	3,86
11	65	OLC 15	138	3,7
12	62	OLC 45	180	2,864

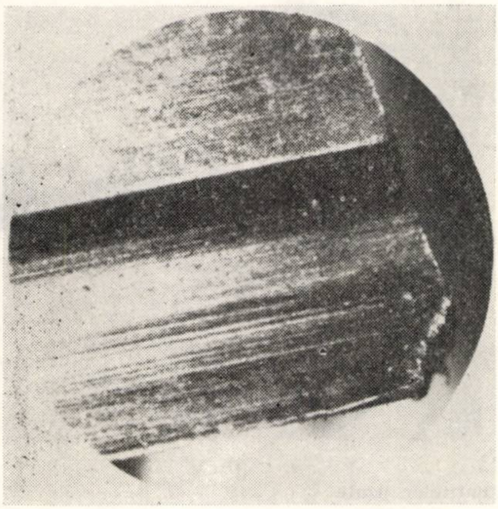
Aspectele macroscopice ale uzării muchiei tăietoare a cuţitelor, după folosirea lor în condiţiile regimului de aşchiere prezentat în tabelul 4, sînt ilustrate în figura 4 la o mărire de 20 de ori.



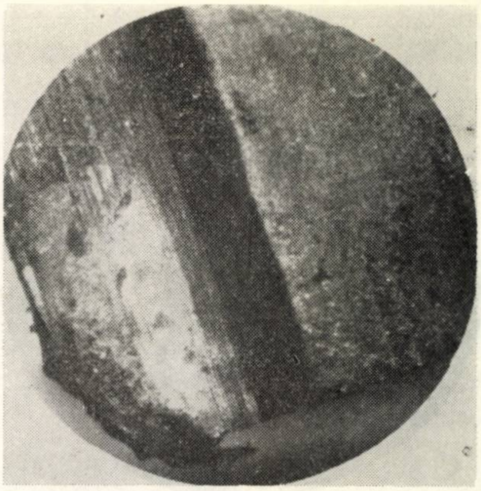
a)



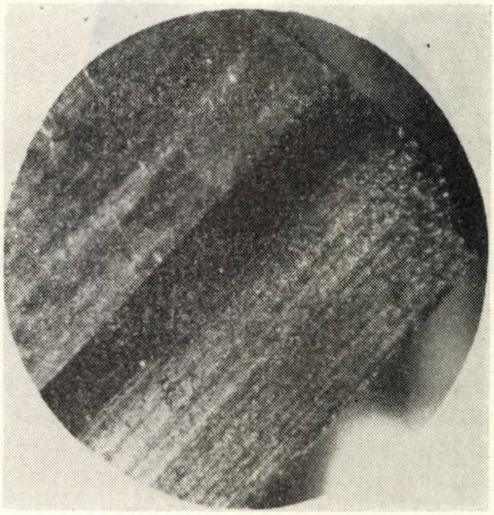
b)



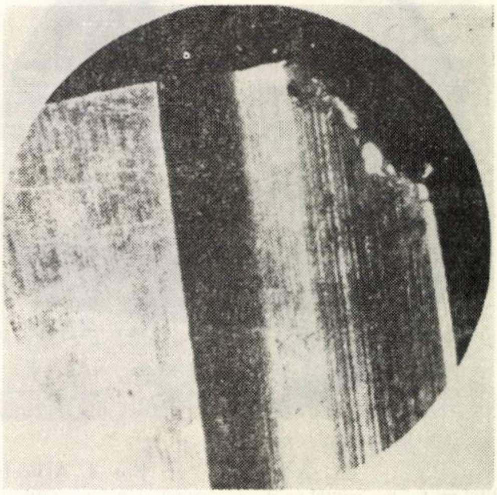
c)



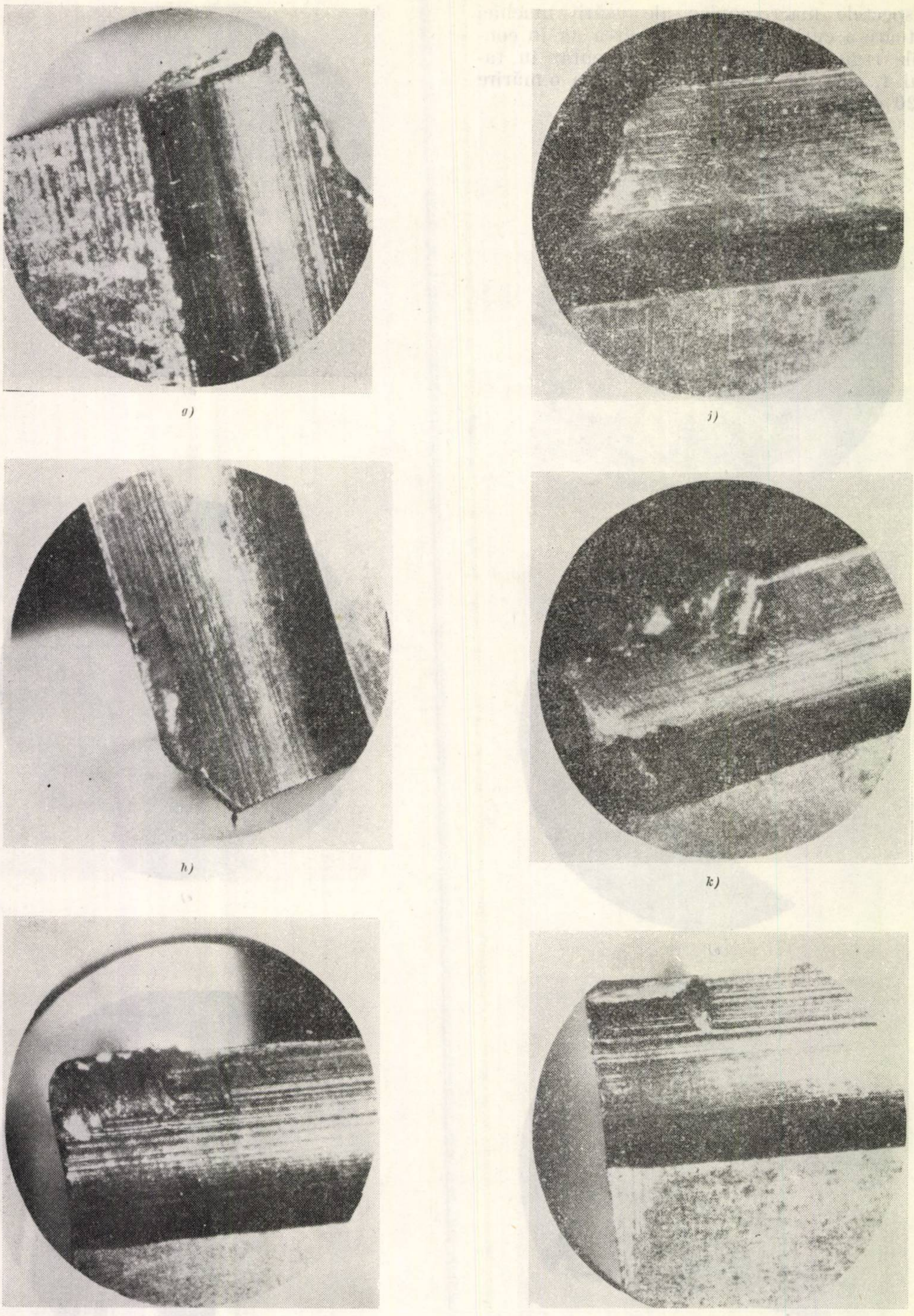
d)



e)



f)



g) j) h) k) i) l)

Fig. 4. Aspectul macroscopic al cuţitelor uzate

a – cuţitul nr. 1 ; b – cuţitul nr. 2 ; c – cuţitul nr. 3 ; d – cuţitul nr. 4 ; e – cuţitul nr. 5 ; f – cuţitul nr. 6 ; g – cuţitul nr. 7 ; h – cuţitul nr. 8 ; i – cuţitul nr. 9 ; j – cuţitul nr. 10 ; k – cuţitul nr. 11 ; l – cuţitul nr. 12.

IV. Concluzii

Rezultatele experimentărilor efectuate au condus la următoarele concluzii :

1. Temperaturile de revenire inferioare temperaturii de 550° C nu sînt suficiente pentru transformarea cît mai completă a austenitei reziduale şi în consecinţă valorile durităţii sînt relativ mici, de 61—63 HRC, iar durabilitatea sculelor este de asemenea mică.

2. Temperaturile de revenire superioare temperaturii de 650° C, indiferent de durata şi numărul revenirilor, conduc la scăderea valorilor durităţii (50—44 HRC).

3. Tratamentul termic care conferă sculelor din oţel superrapid aliat cu cobalt caracteristici mecanice şi de exploatare bune constă din austenitizare la 1 200—1 240° C, călire izotermă în băi de săruri la temperatura de 550° C, urmată de trei reveniri de cîte o oră la temperaturi de 560—570° C.

4. Pentru sculele cu formă simplă, tratamentul termic final posibil de aplicat constă în austenitizare la 1 200—1 240°C, călire în ulei urmată fie de trei reveniri a cîte o oră la temperaturi de 560—570° C, fie de trei reveniri înalte la temperatura de 640° C fiecare, cu durata de 15 minute.

5. Regimul de tratament termic de călire în ulei de la 1 200 pînă la 1 240° C, urmată de trei reveniri a cîte 15 minute la temperatura de 640° C, determină o însemnată reducere a consumului energetic atît prin eliminarea băii de săruri pentru menţinerea izotermă la 550° C, cît mai ales prin scurtarea ciclurilor de revenire (15 minute în loc de 60) şi obţinerea celor mai mari valori ale durităţii (68 HRC) asociate cu cele mai mici proporţii de austenită reziduală. Acest regim se poate aplica însă numai sculelor cu formă geometrică simplă, fără modificări bruşte de secţiune, pentru care nu există pericolul de fisurare datorită tensiunilor termice.

6. Rezistenţa la uzură a sculelor din oţel superrapid aliat cu cobalt depinde atît de duritatea sculei cît şi de prelucrabilitatea prin aşchiere a oţelului prelucrat (tabelul 5).

CZ ; 621.78 ; 669.14

Unele aspecte privind tratamentul termic al oţelurilor maraging cu 18% Ni

Ing. Ştefania **BAICU** — I.C.P.T.S.C.-Bucureşti

1. Introducere

Oţelurile maraging sînt oţeluri de înaltă rezistenţă, caracterizate prin conţinut ridicat de nichel (5—30%), conţinut foarte scăzut de carbon (maximum 0,03%) şi ca elemente de substituţie, cobaltul, molibdenul şi titanul. Acestea din urmă produc durificarea prin îmbătrînire a martensitei pe bază de fier-nichel, de unde şi denumirea de oţeluri maraging (mar = martensită, aging = îmbătrînire). Dintre calităţile de oţel maraging studiate şi utilizate pînă în prezent, cele cu 18% Ni au cunoscut o dezvoltare deosebită. Unul din avantajele acestora este faptul că transformarea martensitică are loc prin răcire lentă după o încălzire pentru punere în soluţie la temperatura de 820° C. În stare pusă în soluţie oţelurile au o duritate de 30 HRC şi pot fi uşor prelucrate. Adaosul de Co + Mo şi Ti permit ca printr-o îmbătrînire ulterioară la temperatura de 480° timp de trei ore să se producă o durificare a martensitei (HRC = = 48 — 50), ca urmare a formării unor precipitate fin disperse de faze intermetalice, care măresc considerabil proprietăţile de rezistenţă, păstrînd totodată o bună ductilitate, sensibilitate la fisurare scăzută şi tenacitate la fisurare ridicată. Calitatea principală şi motivul de bază care determină interesul pe care îl prezintă oţelurile maraging cu 18% Ni este tenacitatea net superioară comparată la acelaşi nivel de rezistenţă cu cea a oţelurilor de înaltă rezistenţă slab aliate cu carbon ridicat. Modificările dimensionale în timpul îmbătrînirii sînt foarte mici şi în foarte multe cazuri piesele sînt prelucrate la cotele finite după punerea în soluţie, după care se execută tratamentul de îmbătrînire.

În clasa oţelurilor cu 18% Ni se cunosc trei calităţi şi anume, 18 Ni (200), 18 Ni (250) şi 18 Ni (300), toate avînd 18% Ni şi diferite conţinuturi de cobalt, molibden şi titan care realizează după maraging o limită elastică convenţională de 200, 250 respectiv 300 Ksi (140—175 şi 210 daN/mm^2). În tabelul 1 se dă compoziţia chimică şi caracteristicile mecanice ale celor trei calităţi de oţeluri maraging cu 18% Ni [1].

Tabelul 1

Compoziția chimică și caracteristicile mecanice în stare îmbătrînită ale oțelurilor maraging cu 18% Ni

Compoziție și caractere mecanice	Limita elastică convențională, ksi (daN/mm²)		
	200 (140)	250 (175)	300 (210)
Ni	17–19	17–19	17–19
Co	8–9	7–8,5	9,5–9,5
Mo	3–3,5	4,6–5,1	4,6–5,2
Ti	0,15–0,25	0,3–0,5	0,5–0,7
RdaN/mm²	140–154	168–192	185–127
$R_{0,2}$daN/mm²	134–143	163–185	181–212
A_5 %	9–13	8–10	6–9
Z %	35–70	35–60	30–50
KCV daI/cm²	4,3–8,6	2,6–5,2	1,7–3,5
Rcrestat daN/mm²	225–235	235–270	280–370
Rcrestat/R neted	1,55–1,65	1,35–1,55	1,40–1,50
HV 30	430–480	500–560	540–620

Alte elemente ; max. 0,03%C ; max. 0,12%Mn ; max. 0,12%Si ; max. 0,01% S ; max. 0.01%P.

2. Formarea martensitei

Citeva din caracteristicile oțelurilor maraging cu 18% Ni sînt direct legate de diagrama de transformare Fe-Ni. De fapt trebuie luate în considerare două diagrame, din care prima diagrama de echilibru arătată în figura 1, după datele lui Owen și Liu [2]. Este important de notat că la temperaturi joase fazele de echilibru pentru aliajele conținînd 3–30% Ni sînt ferita și austenita.

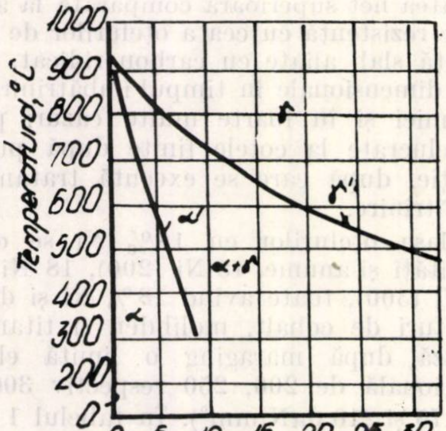


Fig. 1. Diagrama de echilibru Fe–Ni (după Owen și Liu)

În practică însă, un aliaj cu 18% Ni nu se descompune în fazele de echilibru ferită + austenită nici la menţineri de lungă durată. Diagrama de echilibru metastabilă a lui Jones și Pumphrey [3], arătată în figura 2, reprezintă mult mai exact caracteristicile de transformare observate în practică. Se remarcă faptul că la răcire începutul transformării $\gamma \to \alpha$ este deplasat la temperaturi relativ joase, iar sfîrșitul transformării este accelerat; ca rezultat domeniul bifazic este foarte îngust, cu apariția unui „hysterezis termic" important între transformarea la încălzire și la răcire. Această îngustare a domeniului $\gamma + \alpha$ la răcire favorizează transformarea completă a austenitei la răcire într-o singură fază – martensită. Apariția acestui hysterezis permite reîncălzirea martensitei la temperaturi relativ ridicate, menținîndu-se domeniul de fază α și asigurîndu-se astfel condițiile necesare pentru producerea unor reacții de îmbătrînire, cu formarea unor precipitate durificatoare în masa martensitică, înainte ca să aibă loc retransformarea martensitei în austenită.

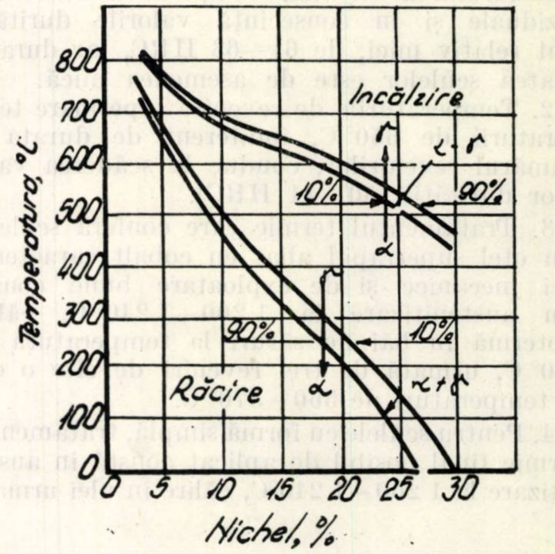


Fig. 2. Diagrama metastabilă Fe – Ni (după Jones și Pumphrey)

Oțelurile maraging s-au dezvoltat tocmai datorită acestui hysterezis termic la transformare, iar îmbătrînirea în fază martensitică este proprietatea de bază a oțelurilor maraging.

Un alt aspect important al sistemului Fe–Ni este faptul că martensita se formează chiar și la răcire foarte lentă. În consecință, mărimea secțiunii piesei nu este un factor important în procesul de transformare martensitică a aliajelor cu 18% Ni, ceea ce face ca noțiunea de călibilitate atît de importantă la tratamentul termic al oțelurilor carbon să nu prezinte importanță în cazul oțelurilor maraging [4]. Martensita în oțelurile maraging este denumită „martensită masivă". Ea are o structură cubică centrată în spaţiu, diferenţa principală a feritei pe bază de Fe—Ni constînd în densitatea mare de dislocaţii de o anumită mobilitate. La microscop martensita se prezintă sub formă de fîşii orientate în cîteva direcţii şi aşezate în bloc ; aceste blocuri sînt mărginite de o limită de grăunţe, cea a fostelor grăunţe de austenită. Aceste fîşii conţin o densitate mare de dislocaţii care se observă în studiul pe secţiuni subţiri la microscopul electronic prin transmisie.

3. Reacţii de durificare la îmbătrînire

Cei mai mulţi cercetători consideră că titanul este elementul care are cea mai mare influenţă asupra rezistenţei mecanice a oţelurilor maraging în stare îmbătrînită. Durificarea pare să fie fundamental atribuită încă prezenţei molibdenului şi titanului, iar cobaltul accelerează susceptibilitatea la îmbătrînire fără a produce el însuşi o durificare.

Dintre diferitele ipoteze avansate privind rolul cobaltului cea mai plauzibilă pare să fie cea conform căreia acesta are un rol de ordonare, producînd o distribuţie mai uniformă şi mai densă a dislocaţiilor în matricea martensitică a oţelurilor în stare recoaptă ; numeroasele poziţii de germinare astfel create accelerează precipitarea în cursul tratamentului termic de îmbătrînire a unor particule mai fine şi uniform distribuite [5]. Cea mai mare parte din aceste precipitate constau din compuşi intermetalici de Ni_3 Mo dispuşi pe liniile de dislocaţii şi în subgrăunţele de martensită, precum şi din particule de Ni_3 Ti repartizate uniform în matricea de bază [6, 7]. Cercetările prin difracţie electronică cu raze X nu au identificat nici un precipitat ale cărui caracteristici să coincidă cu vreun compus pe bază de cobalt. Cercetările la microscopul electronic au arătat pe de altă parte că adaosul de cobalt duce la o dispersie mai fină de precipitat pe bază de molibden. Faptul că nu s-a identificat prezenţa cobaltului în nici unul din precipitatele pe bază de molibden a dus la concluzia că prezenţa cobaltului micşorează solubilitatea molibdenului în matricea pe bază de Fe-Ni, ceea ce duce la formarea unei cantităţi mai mari de precipitat fin dispersat pe bază de molibden.

Prezenţa cobaltului duce deci la o suprasaturaţie în molibden a matricei, ceea ce favorizează precipitarea fără necesitatea unei perioade de incubaţie iniţiale şi astfel accelerează întregul proces de durificare la îmbătrînirea martensitei. Efectul indirect al cobaltului asupra procesului de durificare are loc numai în combinaţie cu molibdenul. Acest sinergism al cobaltului cu molibdenul este unul din efectele cheie care contribuie la durificarea oţelurilor maraging cu 18 % Ni. Astfel, s-a constatat că un aliaj 18 % Ni—8 Co—5 Mo poate realiza prin îmbătrînire o duritate de 50 HRC, în timp ce un aliaj similar fără cobalt, numai 40 HRC ; pe de altă parte, un aliaj cu 8 % Co fără molibden nu prezintă nici o reacţie de îmbătrînire[8]. Trebuie adăugat faptul că acest efect combinat al cobaltului cu molibdenul permite atingerea unei durificări considerabile, păstrînd în acelaşi timp o tenacitate ridicată, aşa cum rezultă din figura 3.

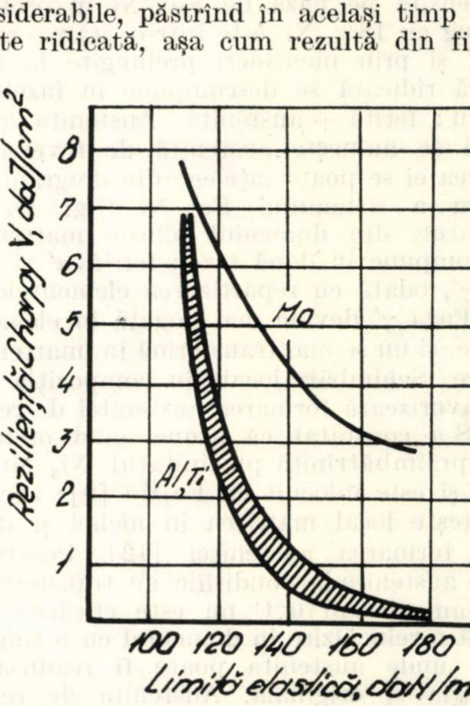


Fig. 3. Influenţa adaosului de Mo, Al şi Ti asupra relaţiei dintre rezilienţă şi limita elastică convenţională a oţelului 18 Ni — 8 Co

▬ Influenţa molibdenului (1 . . . 5 % Mo)

▨ Influenţa Al şi Ti (0,4 . . . 2,5 % Ti ; 0,25 ·2,60 %

Se observă că molibdenul se deosebeşte de celelalte elemente durificatoare în ceea ce priveşte menţinerea unei tenacităţi satisfăcătoare în aliajele Fe—18 Ni—8 Co, cu rezistenţă mărită [9]. Această influenţă favorabilă a molibdenului asupra tenacităţii a fost atribuită în mare parte unei reduceri concomitente a precipitărilor intergranulare ; aceleiaşi cauze i se atribuie şi influenţa favorabilă a molibdenului asupra evitării fragilizării la revenire a oţelurilor. Motivul precis al acestei asocieri de rezistenţă şi tenacitate nu a fost încă elucidat ; ea este atribuită precipitării compusului Ni_3Mo precum şi unei reacţii de ordonare datorită cobaltului. S-a emis de asemenea ipoteza că precipitarea care durifică oţelurile maraging este de aşa natură încît nu împiedică mişcarea dislocaţiilor, ca în cazul mecanismelor uzuale de durificare, ci numai întîrzie această mişcare ; se ajunge astfel la o mare rezistenţă la alunecare, evitînd blocarea sau aglomerarea dislocaţiilor care tind să creeze amorse de fisurare [10]. Este bine de asemenea să se ia în considerare conţinutul foarte scăzut de carbon (maximum 0,03 %) al oţelurilor maraging, ceea ce face ca matricea martensitică să aibă un grad scăzut de ecruisare, putînd astfel contribui la o mai bună tenacitate după durificare [11].

4. Reversiunea martensitei în austenită

Martensita pe bază de Fe—Ni în oțelurile maraging cu 18% Ni este într-o stare metastabilă, și prin menţineri prelungite la temperatură ridicată se descompune în fazele de echilibru : ferită + austenită. Austenita astfel formată se numește austenită de reversiune. Formarea ei se poate înțelege din diagrama de echilibru a sistemului Fe—Ni (fig. 1). La temperaturi din domeniul bifazic martensita se descompune în două faze : ferită α' și austenită γ', odată cu repartizarea elementelor de aliere. Faza γ' devine mai bogată în elemente de aliere și nu se mai transformă în martensită la răcire. Schimbări locale în compoziția matricei favorizează formarea austenitei de reversiune. S-a constatat că atunci cînd oțelurile sînt supraîmbătrînită precipitatul Ni_3 Mo se dizolvă și este înlocuit cu Fe_2Mo [9]; aceasta îmbogățește local matricea în nichel și favorizează formarea austenitei [12]. Pentru a readuce austenita la condițiile de transformare un tratament sub 0° C nu este eficace; este necesară o reîncălzire în domeniul cu o singură fază γ, unde austenita poate fi readusă la compoziția ei originală. Austenita de reversiune fiind moale, scade duritatea oțelului și din acest motiv trebuie evitată. Gradul de reversiune al austenitei depinde de temperatură și de durata de menținere, așa cum rezultă din tabelul 2 și din diagrama din figura 4.

Tabelul 2

Variația conținutului de austenită de reversiune în funcție de temperatură și de durata de încălzire

Temperatura °C	Durata, minute, ore	Austenită de reversiune %
480	10 ore	urme
480	100 ore	14
530	3 minute	3
530	6 minute	6
530	30 minute	10
530	10 ore	50
650	1 oră	50

Din figura 4 rezultă că procentul de austenită de reversiune după o îmbătrînire la 450° C/ /1 000 de ore este de 10%, în schimb la 500° C, pentru aceeași durată, crește la 40% și ajunge la o valoare maximă de 60% la 600° C. În schimb, după îmbătrînire la 700° C/1 000 ore austenita se transformă complet în martensită. Austenita de reversiune începe să se formeze de obicei la limita plăcuțelor de martensită, iar la cantități mai mari structura are un aspect lamelar sau insule de austenită în interiorul plăcuțelor de martensită.

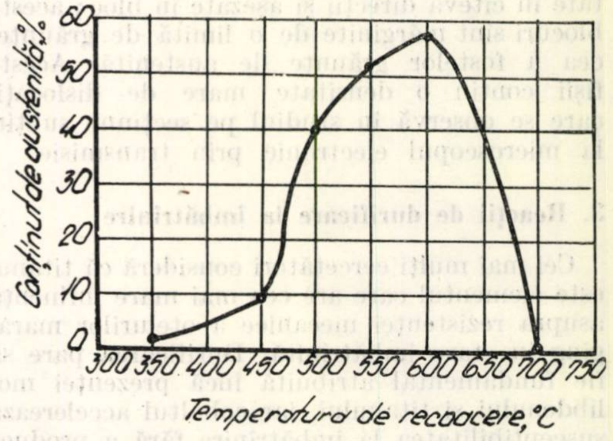


Fig. 4. Variația conținutului de austenită de reversiune în oțelul 18 Ni—8 Co—5 Mo—0,5 Ti după o punere în soluție la 820°/30′, urmată de menținere de 1 000 de ore la diferite temperaturi de îmbătrînire.

Formarea austenitei de reversiune are o serie de consecințe practice avantajoase și dezavantajoase. O anumită cantitate de austenită favorizează deformarea plastică (ambutisare, tragere) dar limitează utilizarea oțelului la temperaturi peste 400° C și la durate mai mari de o sută de ore [13].

5. Cercetări asupra comportării la tratament termic a oțelului maraging cu 18% Ni

5.1. *Experimentări efectuate.*

Compoziția chimică a oțelurilor cercetate și dimensiunile lingourilor si a semifabricatelor forjate din care s-au prelevat probele pentru încercări sînt date în tabelul 3. Comportarea oțelului la tratament termic s-a urmărit prin măsurători de duritate Vickers, prin determinarea prin difracție cu raze X a conținutului de austenită de reversiune și studii de microscopie optică și electronică. Întrucît s-a constatat că valorile de duritate se corelează foarte bine cu caracteristicile de rezistență, s-a considerat că măsurătorile de duritate oferă o metodă simplă și destul de sigură pentru aprecierea caracteristicilor mecanice [11].

Influența temperaturii de punere în soluție s-a studiat pe cuburi cu latura de 15 mm prelevate din bare forjate și încălzite timp de o oră la temperaturi cuprinse între 650 și 1 260° C. Comportarea la îmbătrînire s-a determinat pe probe puse în soluție la temperatura de 820° C timp de o oră și apoi îmbătrînite la temperaturi cuprinse între 370° și 650° C

Tabelul 3

Compoziția chimică, condițiile de elaborare și dimensiunile semifabricatelor din oțel maraging cu 18% Ni.

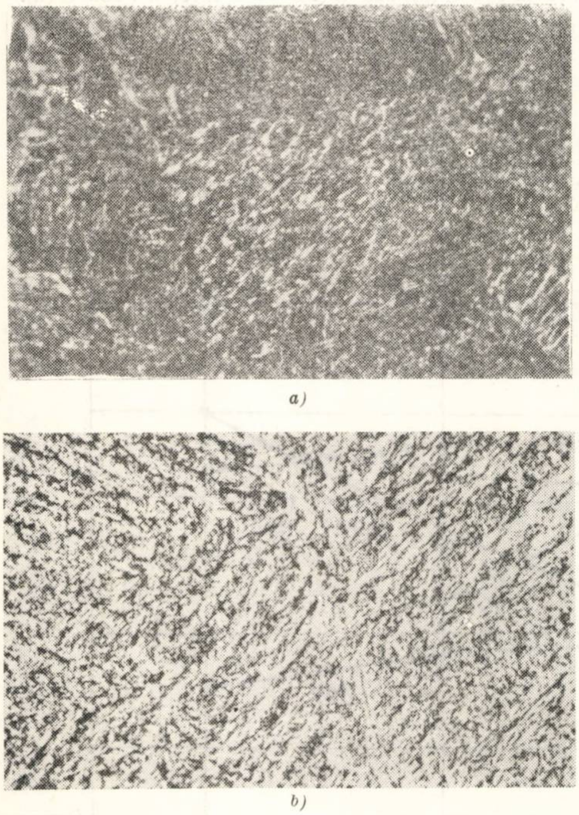
Șarja	Compoziția chimică %					Condiții de elaborare	Dimensiune, mm	
	C	Ni	Co	Mo	Ti		lingou	bară
1	0,016	18,54	7,90	4,36	0,45	Topire inducție vid+retopire vid electrod consumabil	Ø 100/ 200	Ø 60
2	0,024	17,70	7,90	5,19	0,49	Topire aer + retopire vid inducție	Ø 70/ 200	Ø 40

cu diferite durate de menținere, precum și pe probe puse în soluție la diferite temperaturi și apoi îmbătrînite la 480° C. S-a examinat de asemenea influența supraîncălzirii la temperaturi cuprinse între 540 și 750° C pe probe în prealabil puse în soluție la 820° C și îmbătrînite la 480° C.

5.2. Rezultate obținute.

5.2.1. Comportarea la încălzire pentru punere în soluție

Oțelul încălzit între 650 și 750° C și răcit în aer conține în structura sa între 50 și 55% austenită. Aceasta are un aspect lamelar fin (fig. 5).



a)

b)

Fig. 5. Microstructura oțelului maraging după punerea în soluție la 650°/1 oră/aer; austenită și martensită

a; × 1600

b; × 9000 Micrografie electronică după replică de extracție.

Atac; Fry. modificat

Pe măsură ce temperatura de punere în soluție crește cantitatea de austenită scade (tabelul 4);

Tabelul 4

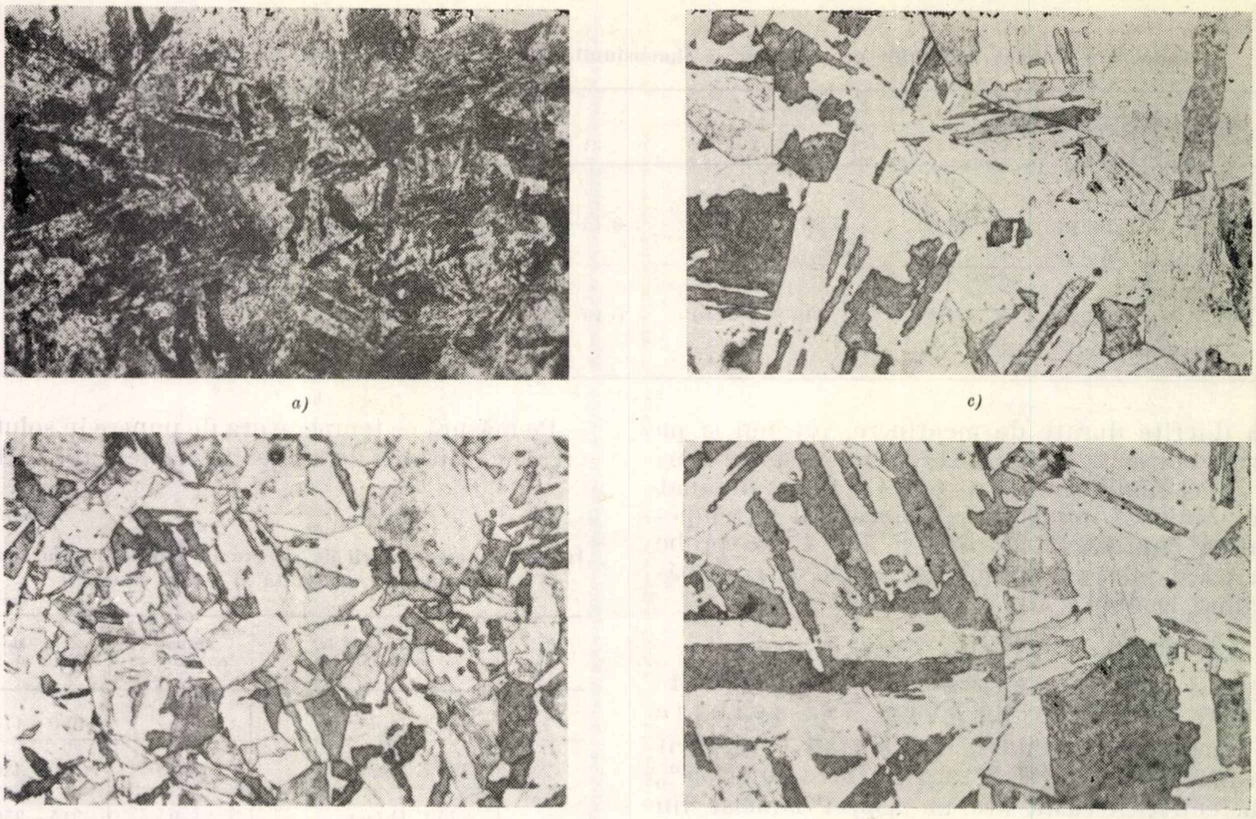
Influența temperaturii de punere în soluție asupra conținutului de austenită și asupra durității

Nr. crt.	Tratament de punere în soluție	Austenită reziduală, %	Duritate HV30
1	650°C/1h/aer	50–55	450–470
2	750°C/1h/aer	15–20	360–380
3	820°C/1h/aer	3–9	315–350
4	925°C/1h/aer	0	300
5	980°C/1h/aer	0	300

începînd de la 820° C microstructura oțelului constă din martensită (fig. 6, a) cu grăunțe din ce în ce mai bine individualizate (fig. 6, b) și cu o tendință accentuată de creștere la temperaturi mai mari de 980° C (fig. 6, c), uneori chiar cu aspect Widmanstätten (fig. 6, d).

5.2.2. Comportarea la îmbătrînire

Variația durității probelor puse în soluție la 820° C și îmbătrînite la diferite temperaturi și durate este prezentată în diagrama din figura 7. Curbele arată o viteză inițială de durificare rapidă pentru temperaturi cuprinse între 480 și 650° C, în timp ce între 370 și 430° C comportarea la durificare a oțelului a fost mai slabă. Durificarea maximă se realizează la 480° C cu o menținere de trei ore, efectul păstrîndu-se pînă la durata de 50 de ore. Aspectul general al acestor curbe este comparabil cu cel al aliajelor care se durifică prin precipitare, cu deosebirea că la oțelurile maraging nu are loc o supraîmbătrînire în sensul convențional. Scăderea durității la durate prelungite de îmbătrînire a fost în general asociată cu formarea austenitei de reversiune; aceasta are un aspect lamelar fin, similar cu cel din figura 5. Variația conținutului de austenită de reversiune în func-



a) c)

b) d)

Fig. 6. Microstructura oțelului maraging după punerea în soluție la 820° C (a), 925° C (b), 1 150° C (c) și 1 260° C (d).

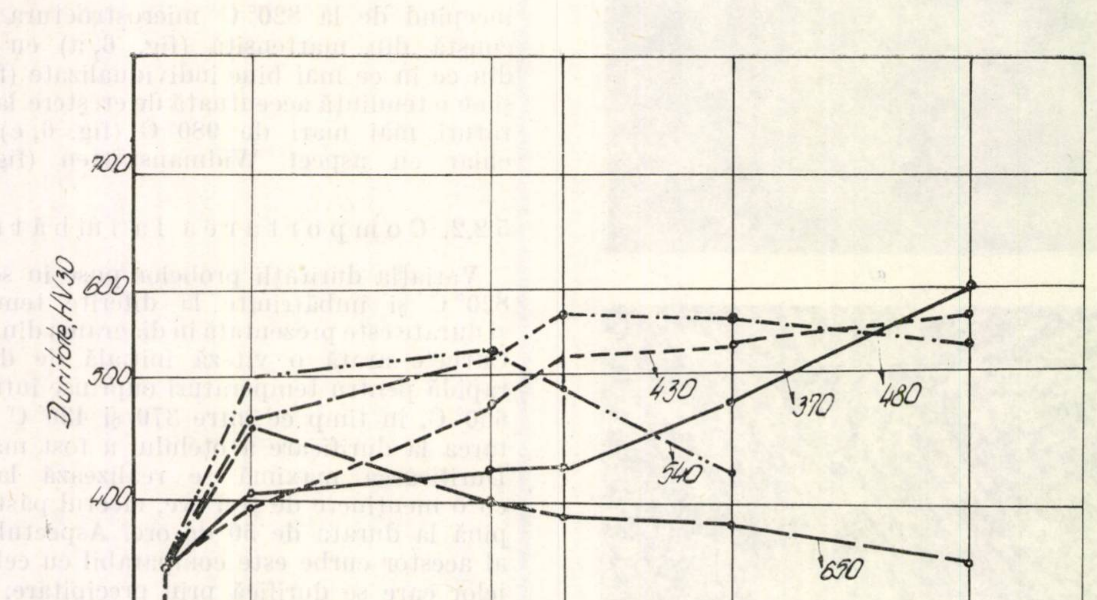


Fig. 7. Variația durității în funcție de durata de menținere la temperatură de îmbătrînire constantă (oțelul în prealabil recopt la 820° C/1 h/aer.

ţie de temperatura şi durata de îmbătrînire este arătată în diagrama din figura 8.

Cercetările la microscopul optic pe probe îmbătrînite la temperaturi cuprinse între 370 şi 650° C au arătat că indiferent de durata de

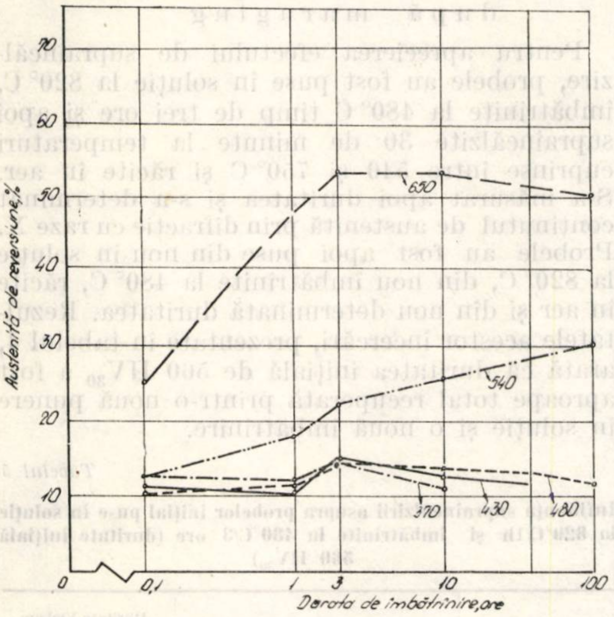
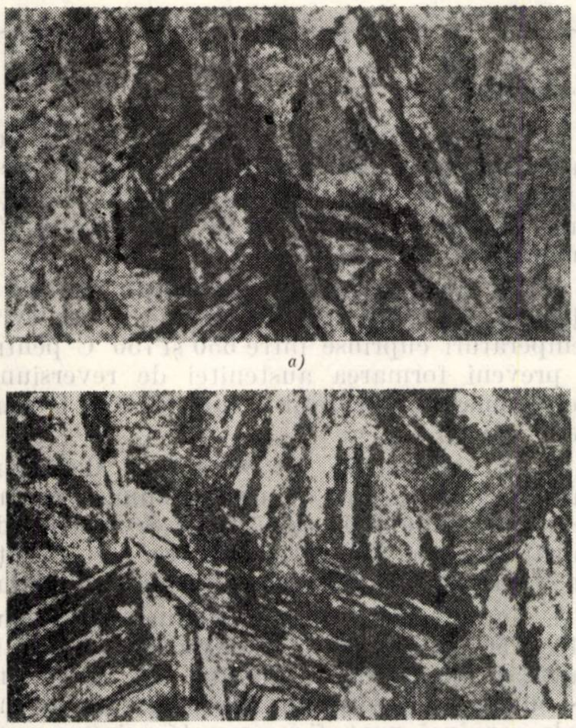


Fig. 8. Influenţa temperaturii şi a duratei de îmbătrînire asupra conţinutului de austenită de reversiune (oţelurile în prealabil recoapte la 820° C/1 h/aer.

menţinere la temperatura de 370°, 430° sau 480° C microstructura păstrează aspectul martensitei masive (fig. 9 a, b, c), la microscopul electronic s-a identificat însă un precipitat fin de faze intermetalice (fig. 9 d şi e).



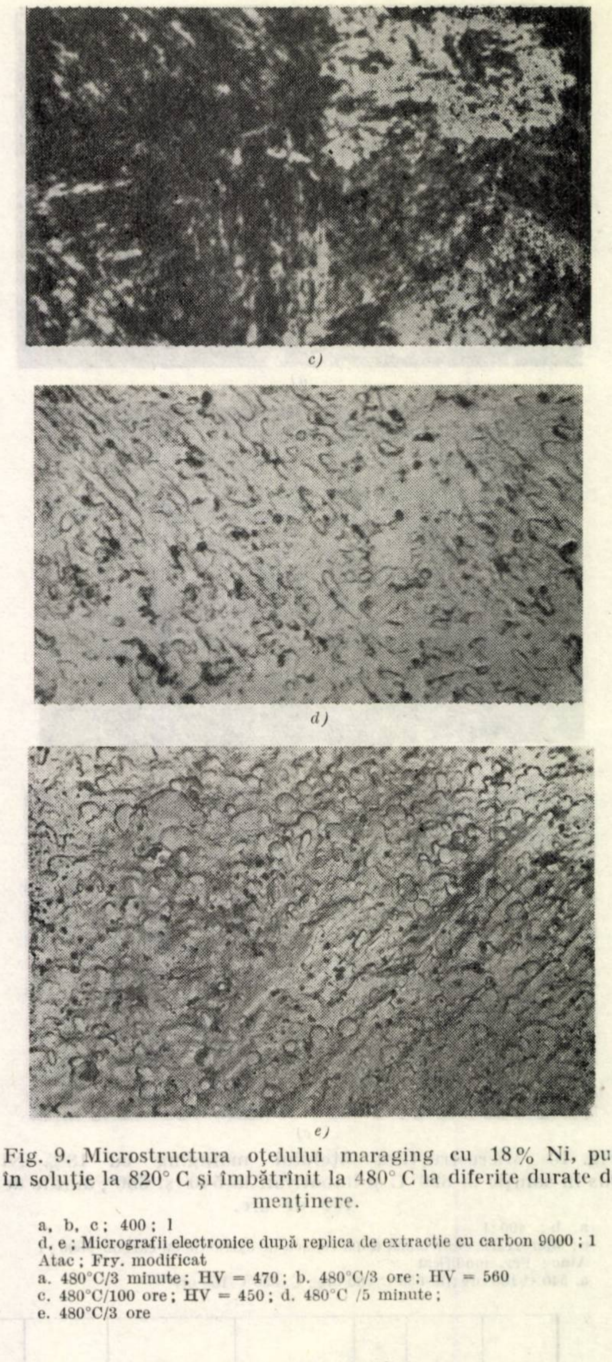


Fig. 9. Microstructura oţelului maraging cu 18% Ni, pus în soluţie la 820° C şi îmbătrînit la 480° C la diferite durate de menţinere.

a, b, c ; 400 ; 1
d, e ; Micrografii electronice după replica de extracţie cu carbon 9000 ; 1
Atac ; Fry. modificat
a. 480°C/3 minute ; HV = 470 ; b. 480°C/3 ore ; HV = 560
c. 480°C/100 ore ; HV = 450 ; d. 480°C /5 minute ;
e. 480°C/3 ore

La temperaturi peste 500° C în microstructură se observă austenita de reversiune cu aspect lamelar fin (fig. 10 a, b, c).

5.2.3. Influenţa temperaturii de punere în soluţie asupra durificării prin îmbătrînire

Probele puse în soluţie la 650° C conţin 50% austenită de reversiune şi nu se durifică prin tratamentul de maraging la 480° C. Mărind temperatura de punere în soluţie de la 820 pînă la 1 260° C, se observă la 820° C un vîrf de duritate, după care urmează scăderea progresivă, cu creşterea temperaturii de punere în soluţie (fig. 11). Rezultă că austenita de

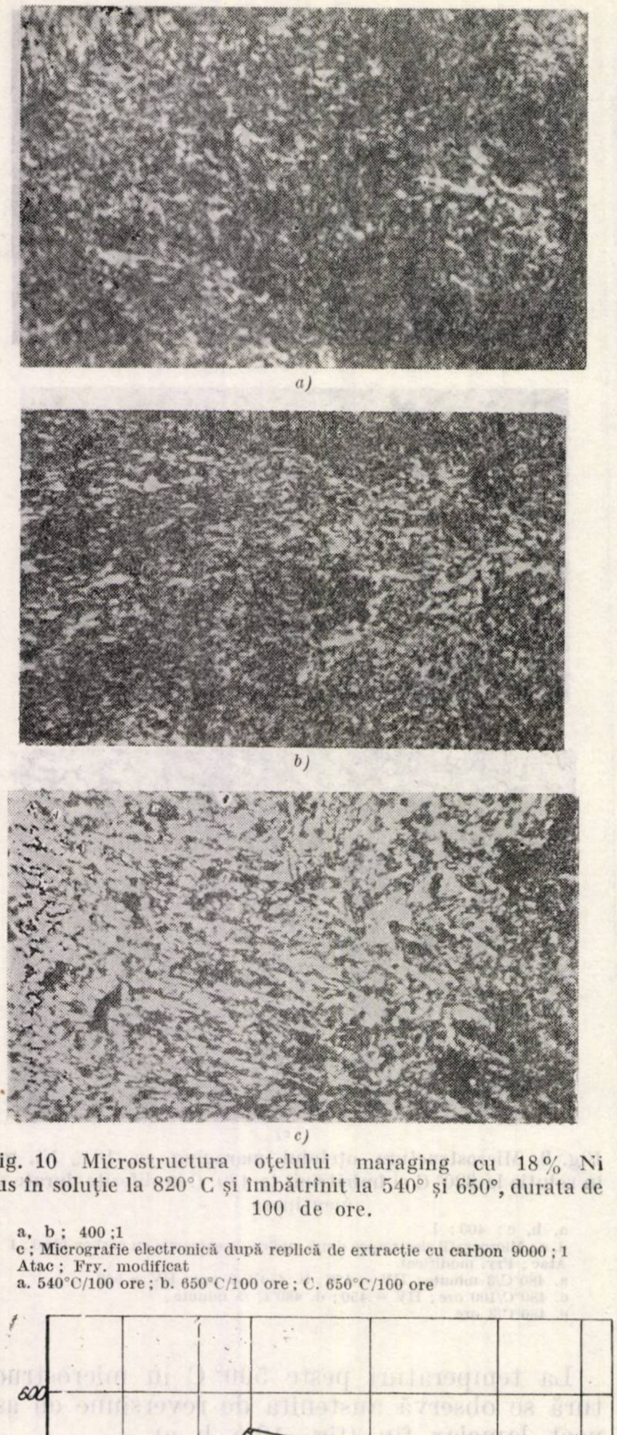


Fig. 10 Microstructura oțelului maraging cu 18% Ni pus în soluție la 820° C și îmbătrînit la 540° și 650°, durata de 100 de ore.

a, b ; 400 ;1
c ; Micrografie electronică după replică de extracție cu carbon 9000 ; 1
Atac ; Fry. modificat
a. 540°C/100 ore ; b. 650°C/100 ore ; C. 650°C/100 ore

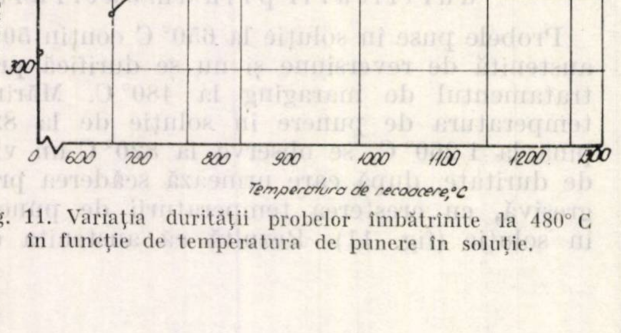


Fig. 11. Variația durității probelor îmbătrînite la 480° C în funcție de temperatura de punere în soluție.

reversiune o dată formată, nu se durifică prin îmbătrînirea ulterioară la 480° C. Punerea în soluție la 820° C duce la durificarea maximă prin maraging la 480° C.

5.2.4. Influența supraîncălzirii după maraging

Pentru aprecierea efectului de supraîncălzire, probele au fost puse în soluție la 820° C, îmbătrînite la 480° C timp de trei ore și apoi supraîncălzite 30 de minute la temperaturi cuprinse între 540 și 750° C și răcite în aer. S-a măsurat apoi duritatea și s-a determinat conținutul de austenită prin difracție cu raze X. Probele au fost apoi puse din nou în soluție la 820° C, din nou îmbătrînite la 480° C, răcite în aer și din nou determinată duritatea. Rezultatele acestor încercări, prezentate în tabelul 4, arată că duritatea inițială de 560 HV_{30} a fost aproape total recuperată printr-o nouă punere în soluție și o nouă îmbătrînire.

Tabelul 5

Influența supraîncălzirii asupra probelor inițial puse în soluție la 820°C/1h și îmbătrînite la 480°C/3 ore (duritate inițială 560 HV_{30})

Temperatura de supraîncălzire, °C	Duritate Vickers	Austenită, %	Duritate Vickers după a doua punere în soluție și a doua îmbătrînire.
540	498	18	552
590	450	21	546
650	400	50	554
750	354	25	541

6. Concluzii

Din experimentările efectuate în fază de laborator în scopul cunoașterii unor aspecte specifice legate de tratamentul termic al oțelului maraging 18 Ni – 8 Co – 5 Mo – 0,5 Ti au rezultat următoarele :

1. La încălzirea pentru punere în soluție a oțelului maraging cu 18% trebuie să se evite temperaturi cuprinse între 650 și 750° C pentru a preveni formarea austenitei de reversiune. Se recomandă punere în soluție la 820° C timp de o oră.

2. La îmbătrînire se observă o durificare puternică în decurs de cîteva minute pentru temperaturi de 480° sau 540° C. Se recomandă îmbătrînirea la 480° C timp de trei ore (variații de 2–10 ore nu modifică duritatea oțelului.

3. Supraîncălziri după maraging în domeniul 540–750° pe durate de 30 de minute conduc la cantități mari de austenită de reversiune (~ 50%), concomitent cu scăderea durității inițiale, care însă poate fi recuperată printr-o nouă

punere în soluție la 820° C și un nou maraging la 480° C.

4. Prin analiza fazelor de precipitare care contribuie la durificarea prin îmbătrînire a oțelului maraging cu 18 % Ni s-a identificat prin difracție electronică la 60 KV compusul intermetalic Ni_3 Ti.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : INCO Data Buletin, 1964.
[2] *Owen, E. A., Lin Y. N.* : Further X-Ray Study of the Equilibrium Diagram cf the Fe-Ni System. In Journal Iron Steel Institute (163) 1949, p. 132.
[3] *Jones, F. W., Pumphrey, W. I.* : The Equilibrium Diagram of the Fe-Ni System. In : Journal Iron Steel Institute (163) 1949 p. 121.
[4] *Miller, G. P.* : Structure of Ni—Co—Mo Maraging Steels in the Air Cooled Conditions. In : Journal Iron Steel Institute. 203 (1965)p—895.
[5] *Floreen, S., Decker, A. I.* : Heat Treatment of 18% Ni Maraging Steel. In : Trans. ASM 55/1967) p. 518—530.
[6] *Reistorf, B. G.* : Identification of Precipitates în 18,20 and 25% Maraging Steels. In : Trans. ASM 56/1963; p.783 — 786.
[7] *Baker, A. J., Swann, P. R.* : The Hardening Mechanism in Maraging Steels. In : Trans. ASM 57(1964) p. 1008 — 1011.
[8] *Peters, D. T.* : The Kinetics of Aging Reactions in 18% Maraging Steel. In : Trans. Am. Soc. AIME vol. 236 oct. 1966, p. 1420 — 1429.
[9] *Floreen, S., Speich, G. R.* : Some Observations on the Strength and toughness of Maraging Steels. In : Trans, ASM 57 (1964) p. 714 — 726.
[10] *Cottrell, C.L. M.* : Factors Affecting the Fracture of High Strength Steels. In : Journal Iron Steel Institute 203 (1963) p. 597 — 604.
[11] *Floreen, S. F.* : The Physical Metallurgy of Maraging Steel. In : Metallurg Reviev 13, 126 (1968) p. 115 — 128.
[12] *Miller, G. P., Mitchel, W. J.* : Structure of the Ni—Co—Mo Maraging Steels in the Air Cooled Conditions. In : Journal Iron Steel Inst. 203 (1965) p. 895 — 898.
[13] *Decker, R., F., Novak G. J.* : Developements and Projected Trends in Maraging Steels. In : Journal of Metals a, 11 (1967) p. 60 — 66.

CZ : 621.78 : 669.14

Tratamentul sub zero al oțelului 90MoVC18

A. VASILOIU, A. SĂVESCU — ICPTSC – București
I. FILIP — ISIM – Timișoara

În funcționarea cilindrilor de laminat benzi la rece, cele mai frecvente defecțiuni sînt legate de calitatea stratului superficial durificat al tăbliei. Principala formă de uzură se datorește fenomenului de oboseală de contact provocată de presiunea de laminare și se manifestă prin apariția pittingului, care se transmite sub formă de defecte pe suprafața benzilor.

Aceste defecte se îndepărtează prin rectificări succesive ale tăbliei, pînă la dimensiuni limitate de calitatea stratului călit și de cerințele constructive ale laminorului. Durabilitatea cilindrilor pînă la apariția pittingului este determinată atît de calitatea benzii și de gradul de reducere, cît și de proprietățile stratului superficial al tăbliei.

Cilindrii de laminat benzi la rece cu diametrul între 135 și 150 mm de la Întreprinderea „Oțelul Roșu" se utilizează la durități mari, de ordinul a 900 HV (aproximativ 100 Shore C). Pentru realizarea acestor valori de duritate este necesar un control riguros al condițiilor de tratament, respectiv al temperaturii și duratei de încălzire pentru austenitizare, a vitezei de răcire la călire, precum și o pregătire prealabilă a structurii prin obținerea unei globulizări complete și uniforme.

Aplicarea tratamentului sub zero grade la cilindrii de laminat benzi la rece pentru Întreprinderea „Oțelul Roșu" a fost luată în considerare ca o posibilitate de mărire și egalizare a durității tăbliei, cu condiția ca rezistența la pitting să fie corespunzătoare. Uzura prin pitting se datorește presiunilor de contact ciclice care produc deformări plastice localizate și modificări microstructurale esențiale în aceste zone, modificări care cumulîndu-se în timp, produc desprinderea zonelor afectate prin formarea unor cratere — pitting — pe suprafața solicitată.

În această lucrare se prezintă cîteva aspecte ale rezultatelor experimentale care au urmărit să răspundă la întrebarea dacă tratamentul sub zero grade poate să mărească simultan duritatea și rezistența la oboseală de contact ale oțelului pentru cilindri de laminat la rece.

1. Material și procedură experimentală

Oțelul folosit pentru experimentare 90MoVC 18 conține 0,9 % C, 1,8 % Cr și mici cantități de Mo și V. Materialul forjat a fost prelucrat în rondele mici de 26 mm diametru exterior, 12 mm diametrul interior și 4 mm grosime, pentru încercarea la oboseală de contact, precum și probe clasice pentru analiza dilatometrică diferențială (Ø 4 × 55 mm).

Toate probele au fost austenitizate în baie de sare urmată de călire în ulei. Jumătate din probe au fost apoi răcite timp de două ore într-un amestec frigorific cu temperatura nominală de — 80° C. Rvenirea s-a efectuat simultan pentru toate probele din aceeaşi şarjă de austenitizare. Încercarea la oboseala de contact a fost precedată de o lustruire atentă a suprafeţelor probelor. Încercarea la oboseală s-a executat pe un stand cu rulmenţi, înlocuind unul din inele cu probe plate de acelaşi diametru (fig. 1), pentru a mări probabilitatea deteriorării probelor înaintea inelului.

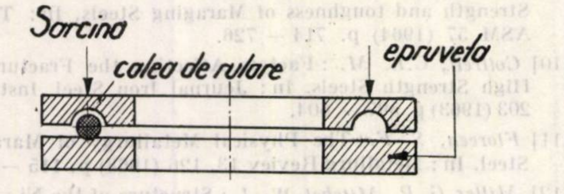


Fig. 1 — Poziţionarea în rulment a epruvetelor pentru încercarea la oboseala de contact.

O încărcare constantă de 620 daN/mm² a fost aplicată succesiv pe suprafaţa probelor prin intermediul a trei bile de rulmenţi. Numărul de cicluri (Ni) pînă la apariţia degradării prin pitting a fost înregistrat pe numărătorul de ture al maşinii, iar rezultatele s-au prelucrat apoi prin metode statistice.

Analiza dilatometrică diferenţială s-a efectuat cu dilatometrul clasic Chevenard tip DP—240, folosind un etalon confecţionat din aliaj pyros. Viteza de încălzire s-a menţinut în limitele de 4 .... 5° C/min [1].

2. Rezultate

2.1. Duritate.

Valorile de duritate sînt prezentate în tabelul 1 şi în figura 2. Temperatura de austenitizare în domeniul de 840 .... 900° C nu a modificat semnificativ duritatea medie (variantele *A*, *C*, *E*). Dispersia rezultatelor se îngustează la temperaturile de călire superioare (variantele *C*, *E*) datorită parţial efectului suplimentar al revenirii.

Apreciat după valorile reale ale durităţii, tratamentul *C* a dat o duritate medie mai concordantă cu valorile reale şi într-o oarecare măsură mai mare decît celelalte variante (*A*, *E*). Aceasta sugerează că varianta *C* de tratament termic corespunde condiţiilor optime de austenitizare ale oţelului (860° C/100° C, 60 de ore).

După un tratament sub 0° C duritatea a crescut în funcţie de temperatura de austenitizare (tratamentele *B*, *D*, *F*). Durificarea secundară este mai mare şi mai evidentă la tratamentul *F* comparativ cu variantele *D* sau *B*, datorită cantităţii mai mari de austenită reziduală care se transformă în timpul tratamentului sub 0° C.

Luînd în considerare duritatea de călire împreună cu durificarea secundară în timpul răcirii sub zero, varianta *F* de tratament termic (900° C răcire două ore la — 80° C, revenire 60 de ore la 100° C) conferă cea mai bună duritate.

2.2. *Rezistenţa la oboseala de contact*

Rezultatele primare au fost prelucrate statistic datorită dispersiei inerente a rezultatelor. S-a făcut ipoteza că rezultatele experimentale se distribuie după o reţea de probabilitate Weibull :

$$f(N) = 1 - e^{-\frac{(Ni-N_0)^b}{(Na-N_0)}} \qquad (1)$$

care dă reacţia liniară :

$$\log(Ni - No) = \log(Na - No) + \frac{1}{5}\left((0,36222 + \log\cdot\log\cdot\frac{1}{1-pi}\right) \qquad (2)$$

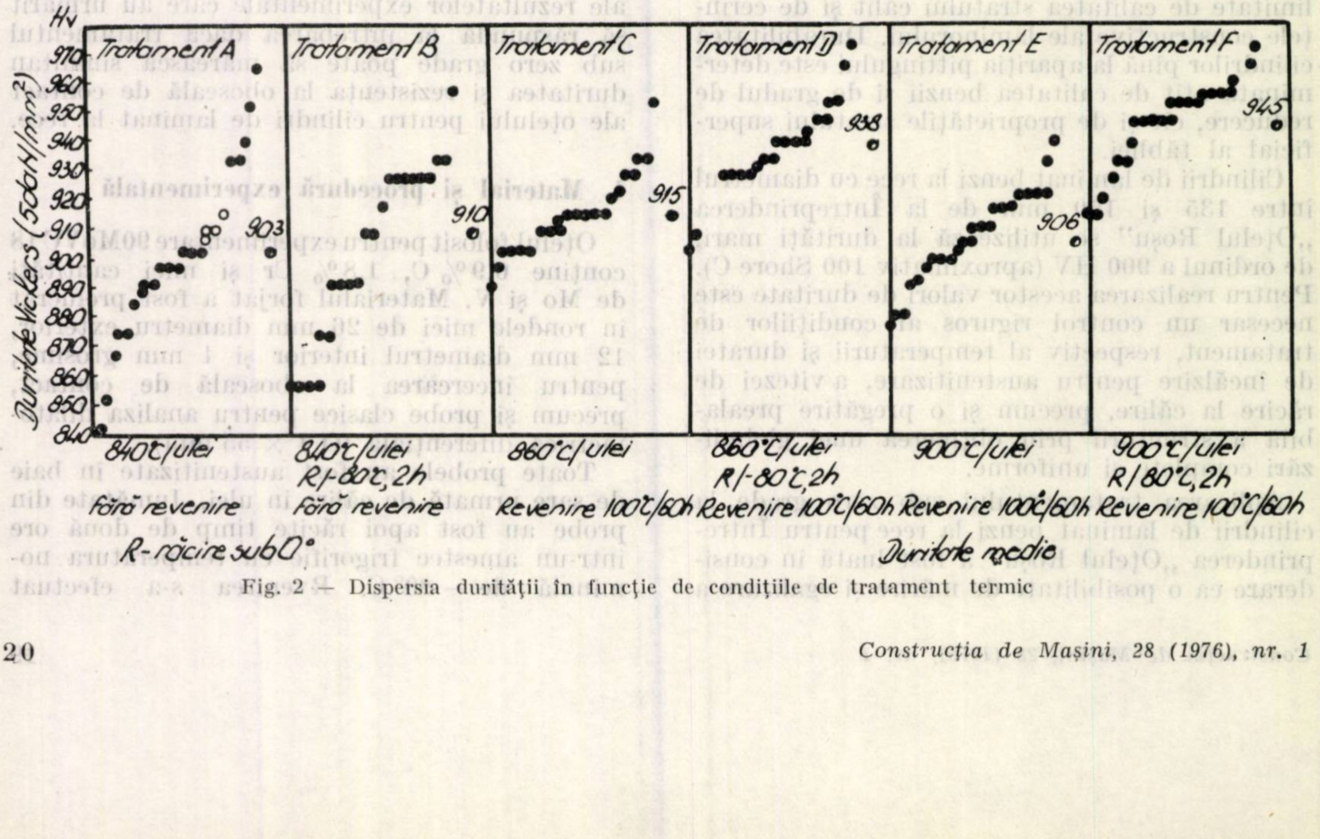


Fig. 2 — Dispersia durităţii în funcţie de condiţiile de tratament termic

în care $pi = f(N)$ este probabilitatea cumulativă asociată cu valorile individuale experimentale.

No este parametrul de ajustare pertinent pentru o distribuție Weibull.

Na — parametrul distribuției pentru probabilitate $1 - e^{-1}$.

Substituind $y = \log(Ni - No)$;

$$y_0 = \log(Na - No); \quad \beta = \frac{1}{b}$$

$x = 0{,}36222 + \log\log\dfrac{1}{1 - pi}$ în ecuația (2) se obține:

$$y = y_0 + \beta\, x$$

Parametrii y_0, β ai dreptei de distribuție s-au calculat prin metoda celor mai mici pătrate.

Compararea rezultatelor obținute la variantele de tratament termic experimentale s-a făcut pe baza durabilității medii ($\bar{N}$) calculate pentru distribuția Weibull:

$$\bar{N} = \frac{\Sigma\,(Ni - No)}{n} + No$$

Metoda efectivă de testare a constat din calcularea raportului $R_c\left(\dfrac{N1}{N2}\right)$ pentru două variante de tratament termic; raportul obținut s-a comparat cu valorile statistice (Rd) selecționate pentru 90% nivel de încredere [3], în funcție de panta distribuției $(b)^8$ și de gradul de libertate $(n1 - 1)(n2 - 1)$ în care $n1$ și $n2$ reprezintă numărul de rezultate pentru fiecare variantă de tratament termic.

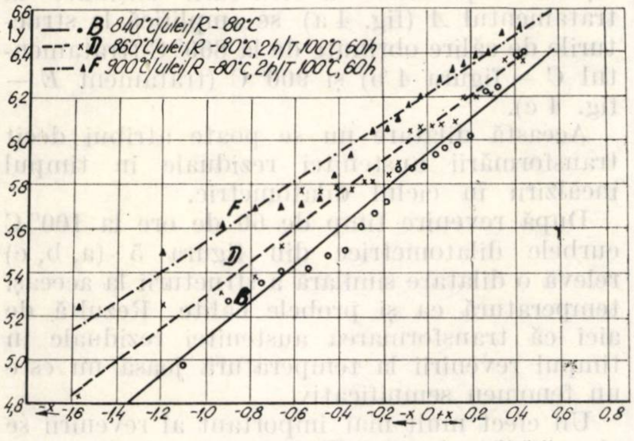


Fig. 3 — Distribuția Weibull a durabilității

a. tratament termic clasic

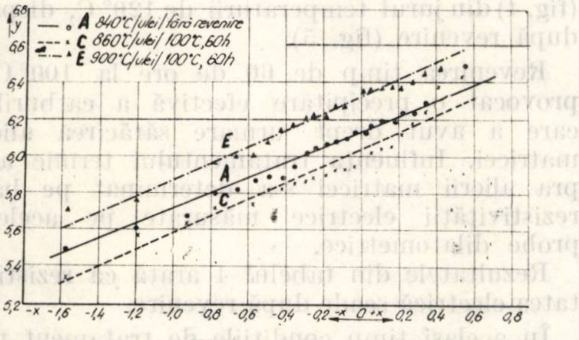


Fig. 3 — Distribuția Weibull a durabilității (test pitting)

b. răcire 2 ore la −80°C

Dacă raportul calculat Rc a depășit valoarea Rd statistică, s-a afirmat cu o încredere de 90% că rezistența la oboseala de contact a celor două variante este diferită.

Rezultatele experimentale trasate în coordonate $x - y$, parametrii distribuției Weibull și parametrii statistici sînt prezentați în figura 3 (a, b) și tabelele 2, 3.

Duritatea Vickers [5daN/mm²]

Tabelul 1

Condiții de trat. termic	Media a trei valori reale*						Media
A 840°C/20min/ulei	903	915	909	874	885	891	903
	868	891	897	888	933	897	
	843	874	903	933	897	909	
	999	959	908	903	939	852	
B 840°C/20min/ulei R/-80°C	891	927	891	908	927	874	910
	874	908	933	927	857	857	
	927	891	891	927	927	891	
	927	933	857	917	857	957	
C 860°C/20min/ulei R/-80°C, 2h T/100°C, 60h	891	927	915	897	903	921	915
	909	952	915	903	903	933	
	915	927	911	909	915	920	
	909	915	915	903	933	903	
D 860°C/20min/ulei R/-80°C, 2h T/100°C, 60h	946	927	933	939	930	927	938
	965	940	933	952	939	927	
	921	939	908	927	952	920	
	946	939	927	972	903	920	
E 900°C/20min/ulei T/100°C, 60h	902	933	897	879	921	915	906
	879	915	909	896	909	903	
	897	903	897	909	939	891	
	921	891	915	921	921	876	
F 900°C/20min/ulei R/-80°C, 2h T/100°C, 60h	915	952	933	939	946	955	945
	915	965	952	955	971	955	
	933	955	946	946	946	952	
	955	956	915	946	927	952	

T - revenire R - Tratament sub zero grade

* Măsurate pe probele de pitting.

Parametrii distribuției Weibull și a colectivității statistice

Tabelul 2

Condiții de trat. termic	Parametrii dreptei			Parametrii distribuției Weibull		Parametrii colectivității statistice	
	r	y_0	β	$b = \frac{1}{\beta}$	Nr. de cicluri	media $\bar{N}$	Obs.
A 840°C/ulei	0,8856	6,1323	0,4152	2,4084	959400	1240.000	$H_0 = 0$
B 840°C/ulei R/2h/80°	0,9877	5,9344	0,8427	1,1866	425800	1081.216	H_0=260000 cicluri
C 860°C/ulei T/100°C/60h	0,970	6,0375	0,4639	2,156	740500	984991	$H_0 = 0$
D 860°C/ulei R/2h/-80°C T/100°C/60h	0,9896	6,0482	0,7595	1,3166	593200	1018132	$H_0 = 0$
E 900°C/ulei T/100°C/60h	0,982	6,3196	0,4499	2,2227	1468000	1859835	$H_0 = 0$
F 900°C/ulei R/2h/-80°C T/100°C/60h	0,9871	6,199	0,661	1,5128	911200	1432612	$H_0 = 0$

Coeficientul de corelație liniară (r) a distribuției rezultatelor de durabilitate (tabelul 1) fiind cuprins în limitele de 0,8856 sau 0,9877, Rezultatele testului de comparare a colectivităţilor statistice (90% nivel de încredere)

Tabelul 3

Variante de tratament termic	grad libertate	Rc	Rd	$Rc \gtreqless Rd$	Obs.
A/B	483	1,1468	1,155	Rc < Rd	Nu diferă
C/D	529	1,0336	1,331	Rc < Rd	Nu diferă
E/F	529	1,2982	1,18	Rc > Rd	E > F
E/A	529	1,4998	1,18	Rc > Rd	E > A
E/C	529	1,8881	1,18	Rc ≫ Rd	E > C
E/D	529	1,407	1,18	Rc > Rd	E > C
F/A	529	1,15	1,292	Rc < Rd	Nu diferă
F/C	529	1,45	1,292	Rc > Rd	F > C
F/D	529	1,4	1,292	Rc > Rd	F > D
A/C	529	1,2588	1,1502	Rc > Rd	A > C
A/D	529	1,22	1,15	Rc > Rd	A > D
F/B	483	1,32	1,292	Rc > Rd	F > B

A = 840°C / fără revenire
B = 840°C / răcire sub 0°C, fără revenire
C = 860°C / revenire
D = 860°C / răcire sub 0°C, revenire
E = 900°C / revenire
F = 900°C / răcire sub 0°C, revenire

a confirmat ipoteza iniţială. Compararea statistică a variantelor de tratament termic (tabelul 3) nu a relevat un efect evident al răcirii sub 0°C asupra rezistenţei la pitting, în cazul cînd temperatura de austenitizare a fost mai mică sau egală cu 860° C (variantele $A-B$, $C-D$). Efectul defavorabil al răcirii sub 0° C a devenit evident la temperaturi mai mari de austenitizare (tratament $F-F$). Se remarcă totodată un alt efect important al tratamentului sub zero : schimbarea constantă a pantei distribuţiei Weibull indiferent dacă durificarea secundară s-a produs sau nu, respectiv dacă tratamentul sub 0° C a modificat natura constituenţilor.

Cea mai bună rezistenţă la oboseala de contact s-a obţinut la varianta E de tratament termic (900° C/100° C — 60 ore), urmînd apoi variantele F (900° C), răcire — 80° C/2 ore, revenire 60 de ore la 100° C) şi A (călire 840° C fără revenire) (tabelul 3).

3. Discuţii

Cea mai bună rezistenţă la oboseala de contact nu a corespuns durităţii maxime. Rezultă deci că duritatea nu este un criteriu de apreciere a rezistenţei optime la oboseală de contact a oţelului.

În ciuda efectului defavorabil al răcirii sub 0° C (tratamentul F faţă de E) sau al suprimării revenirii (tratamentul A), variantele F şi A de tratament termic au conferit oţelului rezistenţe la pitting superioare variantelor B, C, D.

Este cunoscută afirmaţia că austenita reziduală în anumite proporţii are un efect favorabil asupra rezistenţei la pitting. Rezultatele noastre nu sînt în concordanţă cu această afirmaţie. Temperaturi mai mici de austenitizare se asociază în mod necesar cu cantităţi mai mici de austenită reziduală (varianta A). Lipsa unei durificări secundare sensibile a probelor de pitting (tratament B), tratate sub 0° C de la aceeaşi temperatură de austenitizare, confirmă prezenţa celor mai mici proporţii de austenită reziduală în cazul variantelor $A-B$ de tratament termic.

Pentru a pune rezultatele noastre în concordanţă cu afirmaţia de mai sus este necesar să se admită transformarea austenitei reziduale în timpul revenirii joase şi anume în cazul efectuării variantelor $C-D$ de tratament termic. În acest scop s-a efectuat analiza dilatometrică diferenţială pe probe specifice dar tratate termic similar cu probele de pitting. Aspectul tipic al curbelor dilatometrice obţinute sînt redate în figurile 4 şi 5.

La mărirea temperaturii de austenitizare (fig. 4a, b, c) se remarcă mărirea amplitudinii dilatării din jurul temperaturii de 270° C. Uşoara expansiune a structurii obţinute la tratamentul A (fig. 4 a) se amplifică la structurile de călire obţinute de la 860° C (tratamentul C — figura 4 b) şi 900° C (tratament E — fig. 4 c).

Această dilatare nu se poate atribui decît transformării austenitei reziduale în timpul încălzirii în ciclul dilatometric.

După revenire timp de 60 de ore la 100° C curbele dilatometrice din figura 5 (a, b, c) relevă o dilatare similară a structurii la aceeaşi temperatură ca şi probele călite. Rezultă de aici că transformarea austenitei reziduale în timpul revenirii la temperatură joasă nu este un fenomen semnificativ.

Un efect mult mai important al revenirii se observă asupra contracţiei martensitei ; contracţia evidentă a martensitei probelor călite (fig. 4) din jurul temperaturii de 120° C, dispare după revenire (fig. 5).

Revenirea timp de 60 de ore la 100° C a provocat o precipitare efectivă a carburilor, care a avut drept urmare sărăcirea alierii matricei. Influenţa tratamentului termic asupra alierii matricei s-a determinat pe baza rezistivităţii electrice măsurate pe aceleaşi probe dilatometrice.

Rezultatele din tabelul 4 arată că rezistivitatea electrică scade după revenire.

În acelaşi timp condiţiile de tratament termic au diferenţiat gradele de aliere ale matricei ;

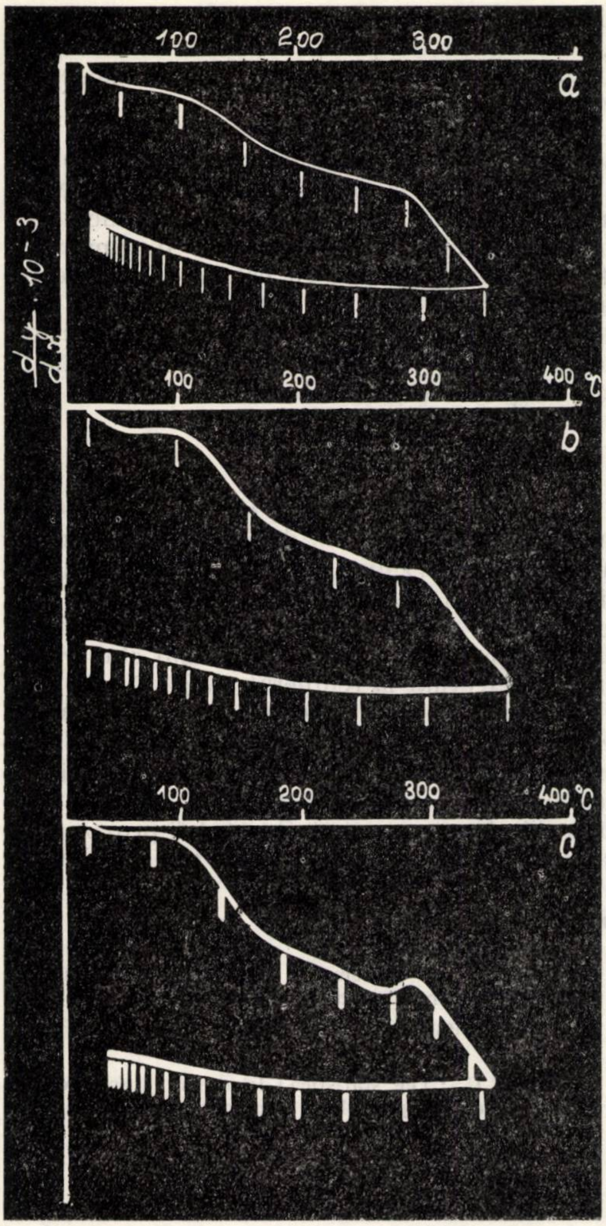


Fig. 4. — Curbele dilatometrice diferențiale ale probelor călite (2 : 1)

a ; 840°C, ulei ; b ; 860°C, ulei ; c ; 900 °C ulei

cea mai bună aliere s-a obținut la variantele $E-F$ de tratament termic, urmînd apoi tratamentele $A-B$.

Analizate în complexitate, rezultatele obținute sugerează — în privința comportării la oboseala de contact a oțelului în funcție de tratamentul termic — faptul că factorul esențial care a influențat comportarea la oboseală a fost alierea finală a matricei care s-a obținut la fiecare variantă de tratament termic. Cea mai bună aliere a matricei a corespuns celei mai mari temperaturi de austenitizare (tratament $E-F$) și inerent, celei mai mari cantități de austenită reziduală dar durităților mai mici.

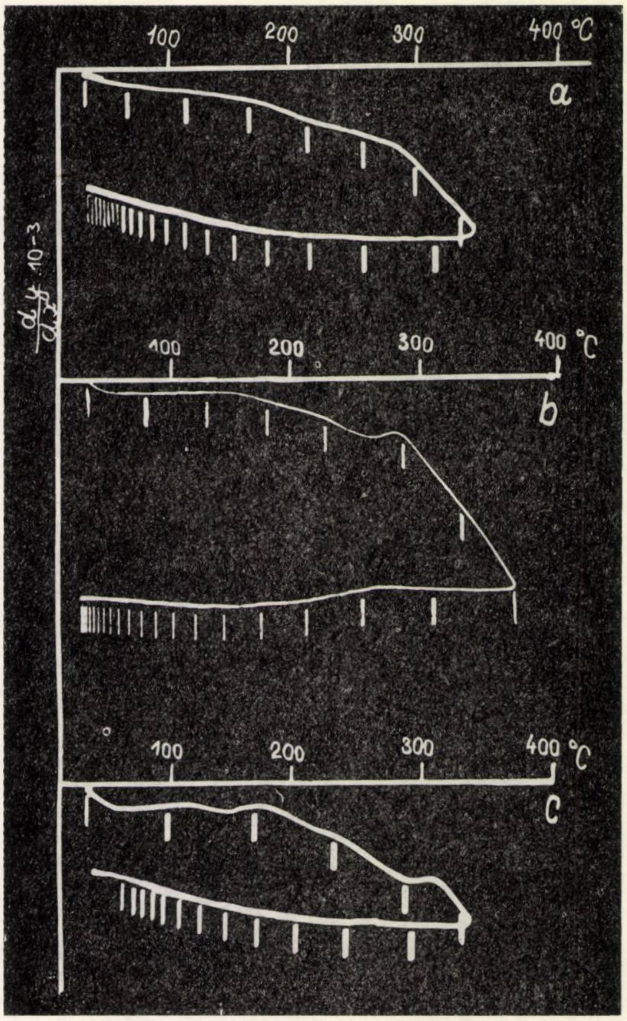


Fig. 5 — Curbele dilatometrice diferențiale după revenire timp de 60 h la 100° C (2 :1)

a ; 840°C, ulei; b ; 860°C, ulei; c ; 900°C, ulei

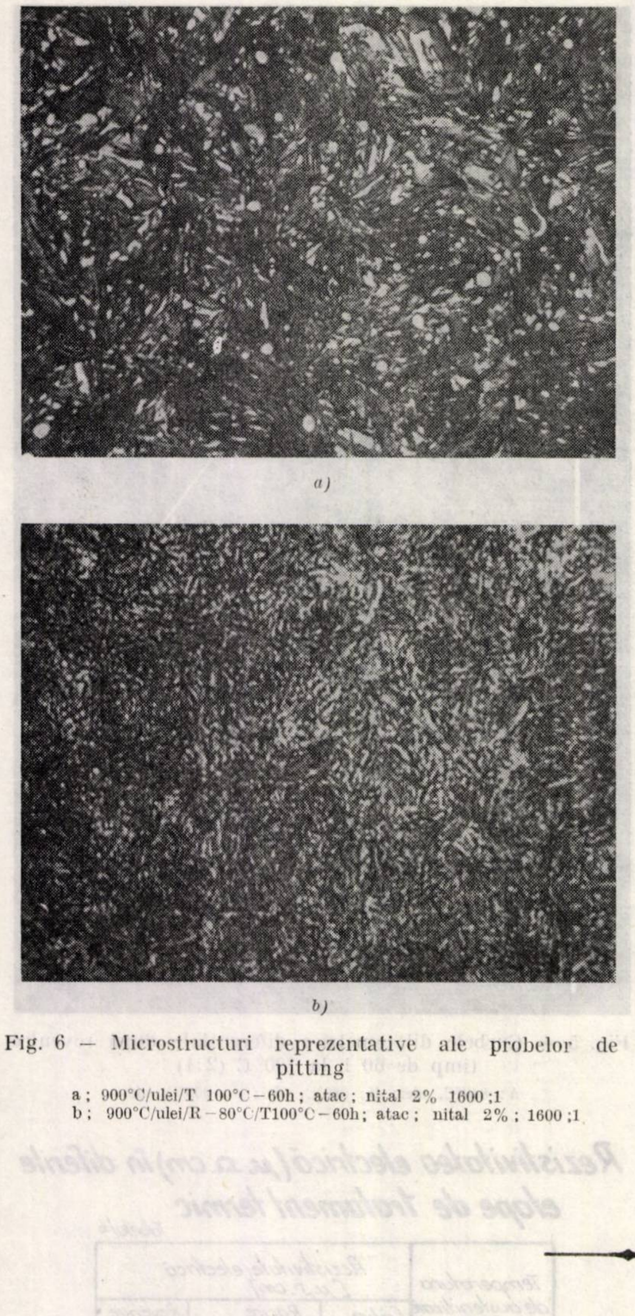
Rezistivitatea electrică (μ Ω cm) în diferite etape de tratament termic

Tabelul 4

Temperatura de austenitizare [°C]	Rezistivitate electrică [μ Ω cm]		
	Călire ulei	Răcire -80°C/2h	Revenire 100°C, 60h
840	40,20	—	—
840	40,50	40,50	—
860	41,80	—	38,80
860	41,42	41,40	38,20
900	47,70	—	42,30
900	47,40	47,40	42,0

Tratamentul F a conservat aceeași aliere a matricei ca și E, dar răcirea sub zero a avut un efect defavorabil.

Datorită suprimării revenirii, varianta A de tratament termic a dat un grad final de


a)

b)

Fig. 6 – Microstructuri reprezentative ale probelor de pitting

a ; 900°C/ulei/T 100°C–60h ; atac ; nital 2% 1600 :1

b ; 900°C/ulei/R –80°C/T100°C–60h ; atac ; nital 2% ; 1600 :1

aliere a matricei mai mare decît variantele *C*, *D*, în ciuda temperaturii mai mici de austenitizare și a cantității mai mici de austenită reziduală.

Structurile reprezentative obținute la tratamentele *E* și *F* sînt date în figura 6 a, b. După călirea la 900° C urmată de revenire timp de 60 de ore la 100° C (tratament *E*) microstructura (fig. 6 a) constă din martensită aciculară asociată cu cantități vizibile de austenită reziduală. După tratament sub zero (varianta *F*) aspectul acicular al martensitei a dispărut, iar cantitatea de austenită reziduală s-a micșorat (fig. 6 b).

4. Concluzii

Pentru a obține o bună rezistență la oboseala de contact sînt necesare durități mari asociate cu austenită reziduală pentru a controla o aliere optimă a matricei. Tratamentul sub zero a avut un efect defavorabil asupra rezistenței la pitting a oțelului, în cazul cînd revenirea s-a efectuat la temperatură joasă (100° C). Efectul răcirii sub zero nu s-a asociat întotdeauna cu durificarea secundară, dar s-a remarcat schimbarea constantă a pantei de distribuție a durabilității la încercarea de oboseală. Acest aspect ar fi putut fi provocat de fragilizarea martensitei în timpul răcirii sub 0° C.

BIBLIOGRAFIE

1. *Berger, C.* : La dilatométrie différentielle apliquée à l'étude des aciers. Dunod, Paris, 1965.

2. Weibull : Fatigue tests and analysis of results. Pergamon press, Oxford 1961.

3. *Johnson, L.G.* : The statistical treatment of fatigue experiments. Elesevier publishing Company, Amsterdam, 1964

◆

CZ ; 621.78 ; 669.14 ; 621.979.25 ; 621,983–2

Cu privire la tratamentul termic al oţelurilor de matriţe folosite la matriţarea de precizie

Ing. Dragoş **DIACONU** ; ing. Horia **CRIŞAN** ; ing. Şt. **GEORGESCU-COCOŞ** ;
ing. Virgil **NOGEA** ; ing. Maria **SOLACOLU** —ICPTSC–Bucureşti

1. Avînd în vedere diversitatea mare de piese necesare construcţiei de maşini ce se pot obţine prin matriţarea de precizie, problema duratei de viaţă a sculelor pentru prelucrarea la cald devine din ce în ce mai importantă, preocupînd tot mai mult cercetătorii şi specialiştii din uzine.

Oţelurile pentru matriţele destinate deformării plastice la cald sînt oţeluri cu caracteristici superioare la temperaturi ridicate, deosebindu-se de oţelurile de scule pentru prelucrări la rece prin stabilitate mare la revenire, stabilitate dimensională în timp, rezistenţă mecanică mărită la temperaturi înalte, rezistenţă la şoc termic şi durabilitate la uzură abrazivă la cald. Ca urmare, alegerea oţelurilor se face atît pe baza condiţiilor de exploatare : solicitarea mecanică complexă, solicitare termică, uzură abrazivă la cald, mărimea blocului matriţei şi complexitatea gravurii, cît şi a aspectului economic dictat de durabilitatea acestora. Se cunoaşte că în secţiunea matriţei apare un gradient de temperatură care depinde de temperatura piesei calde, de coeficientul de cedare termică, de conductibilitatea termică, de temperatura de preîncălzire a sculei, de condiţiile de lucru, de grosimea pereţilor matriţei precum şi de intensitatea răcirii acesteia. Apare evident faptul că oţelurile pentru matriţe trebuie să aibă coeficientul de dilatare termică cît mai uniform în domeniul temperaturilor de lucru la cald (500 ... 700° C).

O altă caracteristică comună a acestor oţeluri este legată de compoziţia chimică, care prezintă în general un procent scăzut de carbon şi un conţinut ridicat de elemente de aliere, conferind oţelurilor un caracter hipereutectoid. În scopul asimilării unor oţeluri de matriţe care să răspundă acestor deziderate, la ICPTSC s-au efectuat cercetări pe patru oţeluri de matriţe elaborate pentru prima dată în ţară, urmărind stabilirea tratamentului termic optim, precum şi compararea rezultatelor obţinute pe cele patru mărci de oţeluri.

Compoziţia chimică medie a acestor oţeluri este dată în tabelul 1, unde se identifică procentul scăzut de carbon (sub 0,5%) şi conţinutul ridicat de elemente de aliere.

Alegerea s-a făcut avînd în vedere grupul de oţeluri tradiţionale cu Cr, V, Mo (5% Cr, 1,5% W, 1,3% Mo), grupul oţelurilor cu conţinut ridicat de crom (12% Cr) şi grupul oţelurilor cu cobalt (4,5% Co). Cele patru mărci de oţeluri au fost marcate *A*, *B*, *C*, *D* (tabelul 1).

Tabelul 1

Oţelul	Procentul elementelor de aliere										
	C	Mn	Si	Cr	Mo	V	W	Co	S max	P max	Al
A	0,39	0,50	2,00	12,50	–	0,85	3,00	–	0,02	0,02	0,01
B	0,40	0,45	0,90	5,00	1,35	1,00	–	–	0,02	0,02	0,02
C	0,38	0,45	1,00	5,00	1,34	1,30	1,40	–	0,02	0,02	0,03
D	0,43	0,50	0,80	4,45	0,45	2,00	4,50	4,60	0,02	0,02	0,01

2. Pentru stabilirea tratamentului termic optim s-a efectuat următorul program de încercări :

2.1. Analiză dilatometrică diferenţială pe epruvete în diferite stări, recoapte, călite, călite şi revenite.

2.2. Probe de călibilitate (Jominy) la diferite temperaturi de călire şi revenire.

2.3. Analiză structurală şi măsurarea durităţii pe seturi de epruvete.

2.4. Influenţa tratamentului termic asupra caracteristicilor mecanice pe epruvete de tracţiune la cald (600° C) şi la rece precum şi pe epruvete de rezistenţă.

2.5. Tratamentul termic a constat din două preîncălziri, încălzirea pentru austenitizare, urmată de răcire în aer şi ulei. După călire s-a efectuat operaţia de revenire la diferite temperaturi (tabelul 2).

2.6. Pentru urmărirea comportării la uzură la cald, în domeniul temperaturilor de lucru s-au efectuat teste de durabilitate prin refulare simplă a unor probe de Ø 10 × 20 mm.

2.7. Verificarea variantei optime de tratament termic s-a făcut prin experimentări semiindustriale pe scule, în institut şi în diferite întreprinderi.

3. Analiza dilatometrică diferenţială s-a făcut în dilatometrul tip CHEVENARD, prin încălzirea probelor cu viteză de 4° C/oră pînă la 950° C şi răcire în dilatometru, cu înregistrarea curbelor caracteristice (fig. 1–2).

Curbele dilatometrice înregistrate pe probe în stare recoaptă au pus în evidenţă punctele

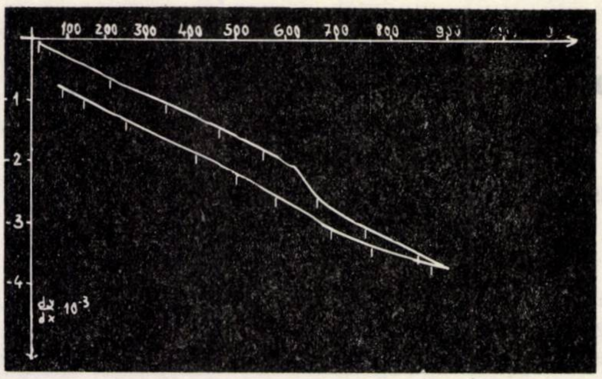


Fig. 1. a — Ciclul dilatometric al oţelului *A* călit de la 1100° C cu răcire în aer.

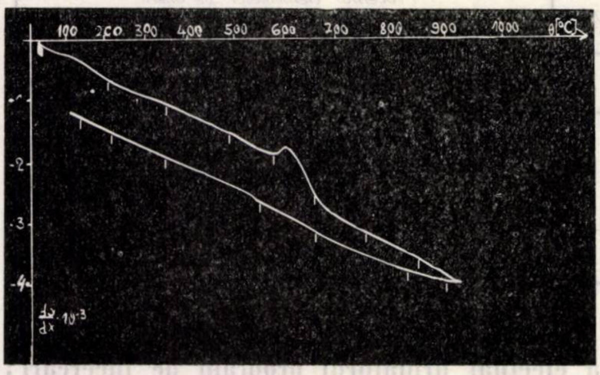


Fig. 1. b — Ciclul dilatometric al oţelului *A* călit de la 1 150° C cu răcire în aer.

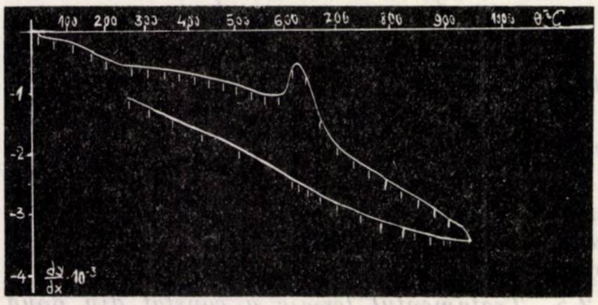


Fig. 1. c — Ciclul dilatometric al oţelului *A* călit de la 1 200° C, cu răcire în aer.

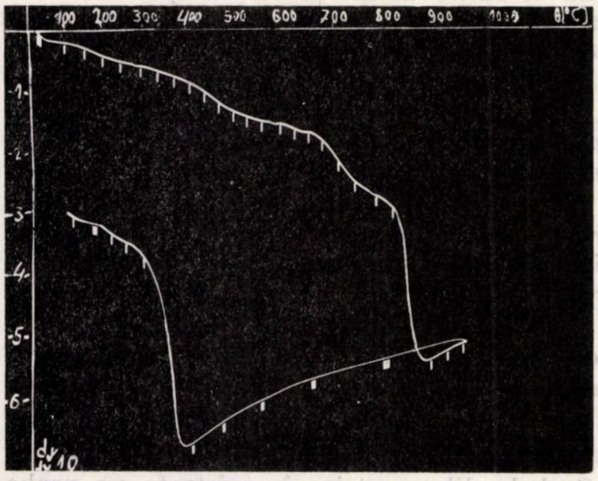


Fig. 2. — Ciclul dilatometric al oţelului *B* călit de la 1 050° C cu răcire în aer.

critice ale oţelurilor studiate (tabelul 2) cu excepţia oţelului *A*, la care nu s-au pus în evidenţă inflexiuni ale curbelor în intervalul experimentat. Curbele dilatometrice ale oţelului *A* în stare călită au pus în evidenţă o inflexiune în jurul temperaturii de 620° C, rezultată din transformarea austenitei reziduale, inflexiune care este cu atît mai accentuată cu cît temperatura de austenitizare este mai ridicată.

Puncte critice de transformare şi regimul de tratament termic

Tabelul 2

Oţelul	Temperatura °C		Temperatura de călire	Mediu de răcire	Temperatura de revenire
	AC1.	AC3.			
A	–	–	1130-1200	ulei	580-650
B	840	910	1000-1100	ulei	600-700
C	810	880	1000-1100	ulei	600-700
D	825	900.	1100-1150	ulei	650-750

La celelalte trei oţeluri *B*, *C*, *D* se identifică aceleaşi pante de descreştere pînă la 650° C, caracteristice revenirii martensitice, iar la temperaturi mai mari de 800° C procesele de revenire sînt mai violente şi ca urmare curbele îşi schimbă direcţia (cu excepţia oţelului *A*). La oţelul *B* se scoate în evidenţă în plus punerea în soluţie a carburilor, după transformarea austenitică şi precipitarea carburilor în timpul răcirii. Din compararea curbelor dilatometrice ale probelor călite şi revenite se constată că revenirea acestor oţeluri la temperaturi mai mici de 600° C nu asigură stabilitatea structurală şi dimensională, condiţie impusă sculelor folosite la matriţarea de precizie. Din analiza probelor de călibilitate a rezultat că duritatea este aproape constantă — adîncimea de călire este mai mare decît lungimea epruvetelor (100 mm) — deci oţelurile sînt autocălibile, aşa cum era de aşteptat (fig. 3—8).

La toate oţelurile s-a pus în evidenţă o uşoară durificare secundară după revenirea epruvetelor între 500° şi 550° C. Cea mai mare duritate după călire (61 ... 63 HRC) s-a obţinut pe probele din oţelul *B* şi cea mai mică duritate de 56 ... 58 HRC pe cele din oţelul *D*.

După revenire la 700° C pe probele din oţelul *D* duritatea nu a scăzut sub 50 HRC, comparativ cu celelalte trei oţeluri care la aceeaşi temperatură prezintă durităţi mai mici de 45 ... 46 HRC la oţelul *B* şi sub 40 HRC la oţelul *A*.

Analiza structurală a pus în evidenţă concordanţa dintre structuri şi durităţile obţinute

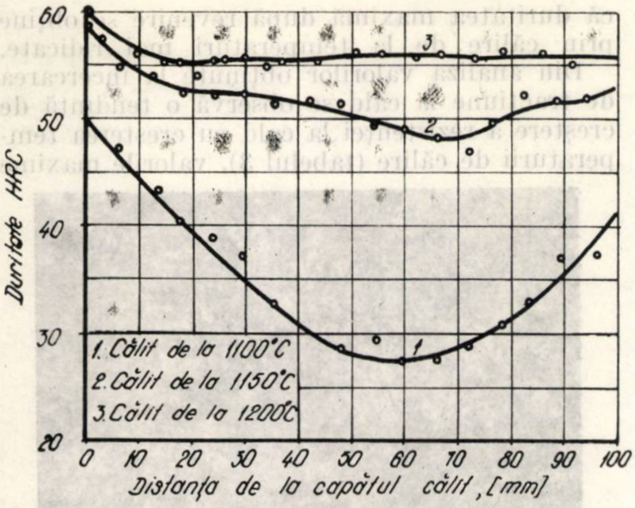


Fig. 3. Variaţia durităţii pe epruvete Jominy, călite la diferite temperaturi [oţelul *A*].

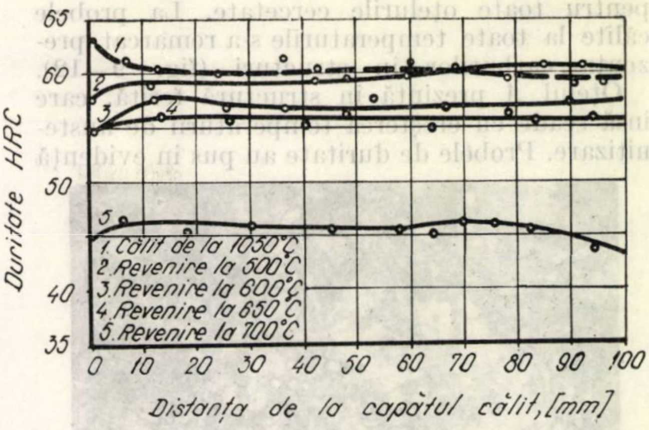


Fig. 6. Variaţia durităţii HRC pe epruvete Jominy, călite de la 1 050° C şi revenite la diferite temperaturi [oţelul *B*]

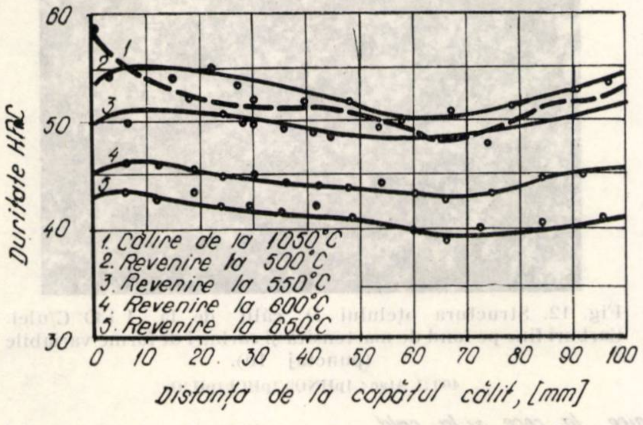


Fig. 4. Variaţia durităţii pe epruvete Jominy, călite de la 1 150° C şi revenite la diferite temperaturi [oţelul *A*]

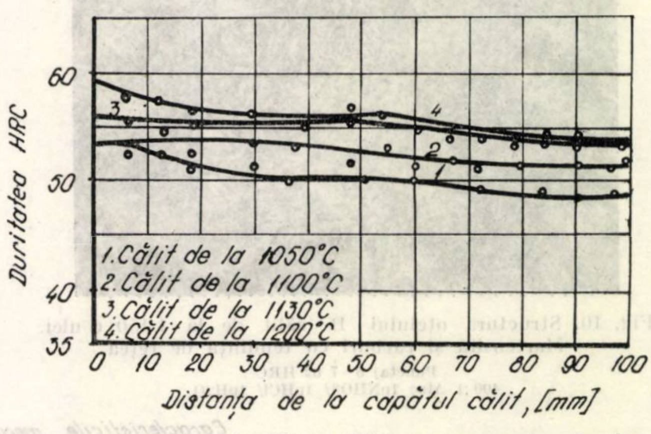


Fig. 7. Variaţia durităţii HRC pe epruvete Jominy, călite la diferite temperaturi [oţelul *D*]

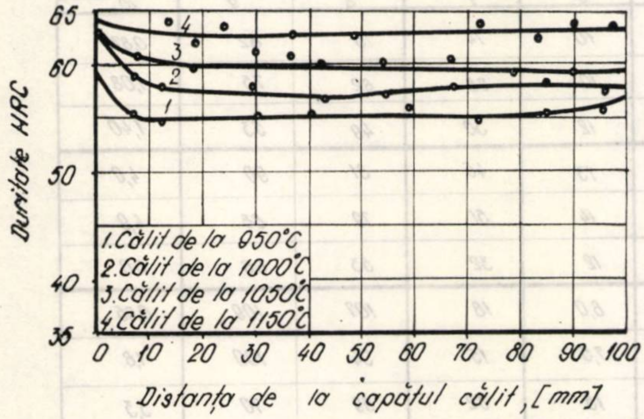


Fig. 5. Variaţia durităţii HRC pe epruvete Jominy, călite la diferite temperaturi [oţelul *B*]

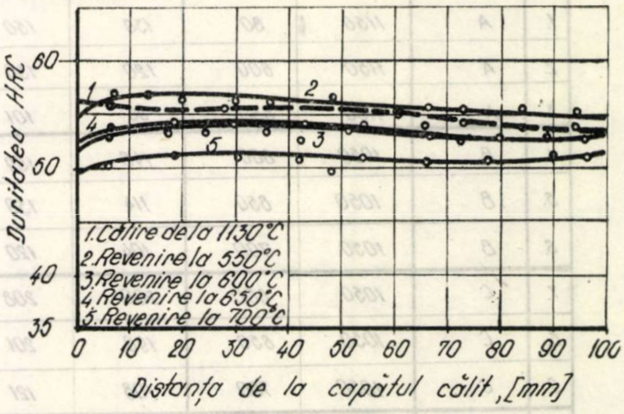


Fig. 8. Variaţia durităţii HRC pe epruvete Jominy, călite de la 1 130° C şi revenite la diferite temperaturi [oţelul *D*]

pentru toate oțelurile cercetate. La probele călite la toate temperaturile s-a remarcat prezența carburilor în structuri (fig. 9—12). Oțelul *A* prezintă în structură feriță, care însă scade cu creșterea temperaturii de austenitizare. Probele de duritate au pus în evidență că duritatea maximă după revenire se obține prin călire de la temperaturi mai ridicate.

Din analiza valorilor obținute la încercarea de tracțiune la cald se observă o tendință de creștere a rezistenței la cald cu creșterea temperaturii de călire (tabelul 3), valorile maxime

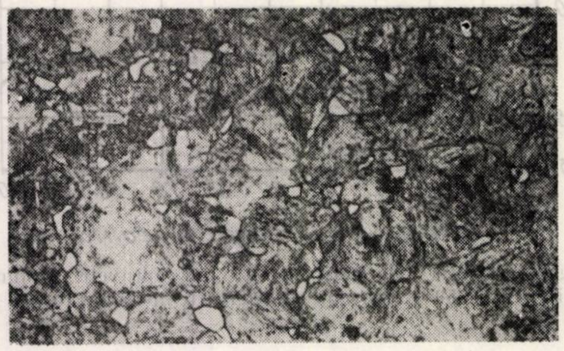


Fig. 9. Structura oțelului A călit de la 1 150° C/ulei. Martensită, urme de feriță și carburi fine

Punctaj 9 Duritate 59 HRC
400 ; 1 Atac ; 1pNHO3/1pHCl/1pH2O

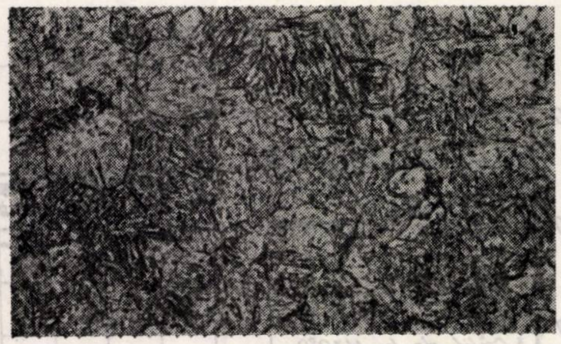


Fig. 10. Structura oțelului B călit de la 1 150° C/ulei. Martensită și carburi cu tendință de rețea

Punctaj 6—7 62 HRC
400 ;1 Atac 1pNHO3/ 1pHCl/ 1pH2O

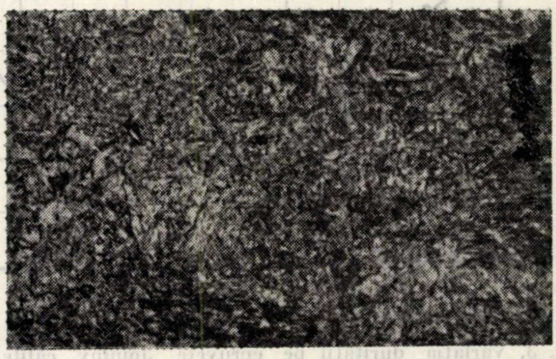


Fig. 11. Structura oțelului C călit de la 1 050° C/ulei. Carburi fine pe fond de martensită

400 ;1 Atac ; 1/HNO3/1pHCl/1pH2O

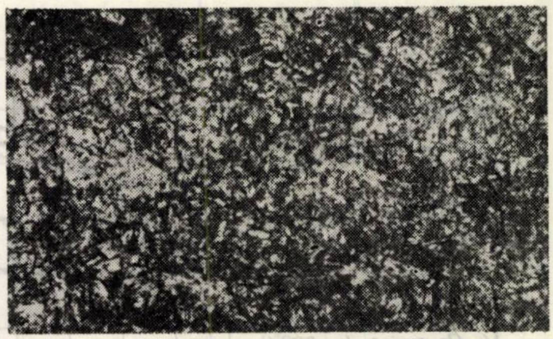


Fig. 12. Structura oțelului *D* călit de la 1 130° C/ulei. Carburi fine pe fond de martensită și carburi de forme variabile (punctaj 10).

400 ;1 Atac ; 1pHNO3/1pHCl/1pH2O

Caracteristicile mecanice la rece si la cald

Tabelul 3.

Nr. crt.	Oțelul	Tratamentul termic		Tracțiuni la rece		A%	Z %	Tracțiuni la cald		Reziliența
		Călire °C	Revenire °C	R. 0.2. daN/mm^2	R daN/mm^2			R. 0.2 daN/mm^2	R daN/mm^2	K_{CU}30/2/10 daNm/cm^2
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1.	A	1150	80	138	150	10	14	75	82	0,87
2.	A	1150	600	120	130	10	28	62	75	1,08
3.	A	1150	650	96	101	12	30	49	53	1,40
4.	B	1050	600	148	159	13	45	81	90	4,0
5.	B	1050	650	114	130	14	51	79	88	4,9
6.	B	1050	700	104	120	12	32	53	66	6,0
7.	C	1050	600	200	208	6,0	18	107	109	0,95
8.	C	1050	650	190	201	7,5	15	94	100	1,6
9.	C	1050	700	108	121	15	52	59	70	3,3
10.	D	1130	650	182	189	8	20,7	100	135	4,0
11.	D	1130	700	150	162	5,6	18	97	108	3,1

fiind obţinute la oţelul D (135 daN/mm^2), iar cele minime la oţelul A (75 daN/mm^2). La această încercare nu s-au putut măsura valorile tenacităţii.

Testul pentru urmărirea comportării la uzura la cald a constat în refulări plane ale unor epruvete standard (Ø 10 × 20 mm) din oţel 40 C 10 la temperaturi de 1 100° C) cu un grad de refulare de 70 % şi viteza de deformare de 0,3 m/s, pastilele (matriţele) de refulare fiind executate din oţelurile cercetate. După fiecare 500 de refulări suprafeţele uzate au fost investigate cu un aparat HOMMEL WERKE TESTER pentru măsurarea profilului uzat (fig. 13).

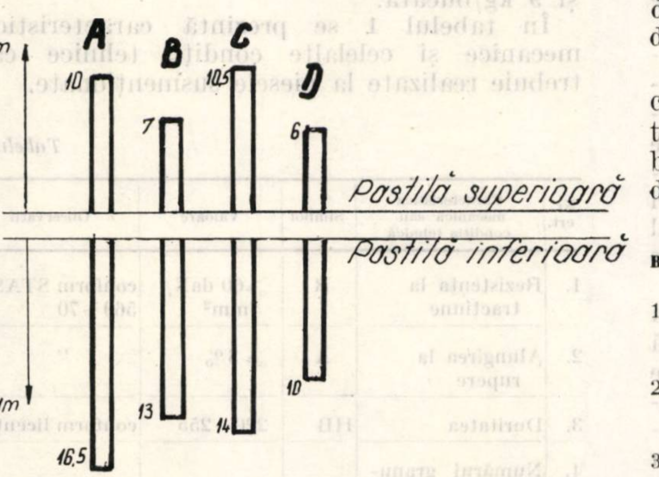


Fig. 13. Adîncimea maximă a profilului uzat, pastilă superioară şi inferioară după un număr de 4 000 de refulări, pentru cele patru oţeluri A, B, C, D.

Rezultatele testului au scos în evidenţă faptul că oţelul cel mai favorabil din punct de vedere al comportării la uzură la cald în condiţiile unei matriţări de precizie este oţelul D urmat de oţelurile B, C şi A.

Se remarcă că rezultatele obţinute au fost în concordanţă cu încercările semiindustriale realizate la întreprinderile „Tractorul", „Rulmentul" şi la Întreprinderea de şuruburi din Braşov, pe maşini de mare productivitate cu cicluri de 10 000 – 80 000 de piese pe sculă.

De asemenea, din experimentările efectuate a reieşit dependenţa rezistenţei la cald şi la rece de temperaturile de călire, precum şi stabilitatea bună la revenire pînă la 600° C pentru oţelul A şi pînă la 700° C pentru oţelul D (oţelurile B şi C au valori intermediare).

La aprecierea globală a avantajelor trebuie să se ţină seama şi de aspectul economic, avînd în vedere că oţelul D este aliat cu cobalt şi deci cu un preţ de cost mai ridicat (aproape dublu comparativ cu celelalte trei oţeluri).

Faţă de perspectivele matriţării de precizie se consideră necesar ca cercetările să fie continuate şi extinse, dezvăluind noi aspecte ale posibilităţılor de utilizare pentru aceste oţeluri destinate matriţării de precizie.

BIBLIOGRAFIE

1. *Magnee, A.* : Compararea proprietăţilor specifice de utilizare a unor oţeluri pentru matriţe de prelucrare la cald. In : Revue de métallurgie, No. 12/1973, p. 973.
2. *Aston, J. L. s. a.* : Cercetarea în domeniul matriţării în universităţile britanice. Metallurgia and Metal Forming, iulie 1973, p. 199.
3. *Mantea, S., Dulămiţă, T.* : Teoria şi practica tratamentelor termice. Ed. tehnică, Bucureşti, 1965.
4. *Nadasan, A.* : Încercări şi analize de metale. Ed. tehnică, Bucureşti, 1965.
5. *Berger, G.* : Dilatometrie diferenţială aplicată la studiul oţelurilor. Ed. Dunod, Paris, 1965.
6. *Holloway, J. R.* şi *Hopkins, A. D.* : Cobaltul îmbunătăţeşte oţelul de matriţe. In : Mettalurgia and Metal Forming, 1971.
7. * * * Oţeluri pentru blocuri de matriţe şi de scule pentru prelucrarea la cald-catalog WITTEN STAHL, 1970.

◆

CZ ; 621.91.07 ; 621.746,002.6

Realizări în Întreprinderea „SEMĂNĂTOAREA" privind prelucrabilitatea prin așchiere a pieselor turnate din fonta maleabilă

Ing. Roman **MORAIT** ; ing. Maria **AVRAM** — Întreprinderea „Semănătoarea" București

Fabricarea autoturismelor precum și a cutiilor de viteză ESTAFETTE, care se realizează de circa șapte, opt ani în țara noastră (la Întreprinderea de autoturisme—Pitești) a impus printre altele adaptarea sau introducerea de fabricații cu un grad de tehnicitate ridicat. Numeroase uzine colaboratoare ale întreprinderii de autoturisme, printre care și Întreprinderea „Semănătoarea" — București, a trebuit să-și modernizeze utilajele și tehnologiile de fabricație, să întreprindă numeroase cercetări pentru realizarea de piese și ansambluri în condițiile impuse de licență, care în general se caracterizează prin parametri și exigențe de calitate superioare.

Întreprinderea „Semănătoarea", posesoarea celei mai mari turnătorii de fontă maleabilă din țară, a avut sarcina de a realiza piesele turnate din fontă maleabilă pentru autoturismele „DACIA 1300" și cutia de viteză ESTAFETTE. Se toarnă pentru acestea piese din fontă maleabilă feritică (Fmn 35.10) și din fontă maleabilă perlitică (Fmp 60.3) pentru care se cer pe lîngă caracteristicile fizico-mecanice menționate (STAS 569—70) și alte condiții tehnice privind structura metalurgică a pieselor. Pentru piesele turnate din fontă maleabilă perlitică se prevăd următoarele condiții de recepție :

— numărul grăunțelor de grafit $>40/\text{mm}^2$;

— cantitatea de ferită admisibilă cuprinsă între 5 și 10% (din suprafața totală) și dispusă astfel încît să nu afecteze proprietățile de rezistență, respectiv $R \geqslant 60$ daN/mm²;

— structura metalurgică de bază — perlita lamelară.

Toate aceste condiții definesc gradul de prelucrabilitate mecanică prin așchiere, caracteristică tehnologică deosebit de importantă, care se verifică practic prin consumul de scule așchietoare sau periodicitatea de ascuțire a sculelor.

În cele ce urmează se prezintă cercetările și rezultatele obținute în Întreprinderea „Semănătoarea", în domeniul prelucrabilității mecanice a pieselor turnate din fontă maleabilă. Deoarece condiția de prelucrabilitate se pune cu pregnanță la piesele turnate din fontă maleabilă perlitică cu rezistențe și duritate ridicată, se vor prezenta date privind prelucrabilitatea pieselor turnate din Fm 60.3. Din această marcă de fontă maleabilă se toarnă pentru autoturisme piese ca : tamburul frînei spate, carter, capac, cutia diferențialului, piese care au greutăți cuprinse între 1,5 kg/bucată și 9 kg/bucată.

În tabelul 1 se prezintă caracteristicile mecanice și celelalte condiții tehnice care trebuie realizate la piesele susmenționate.

Tabelul 1

Nr. crt.	Caracteristica mecanică sau condiția tehnică	Simbol	Valoare	Observații
1.	Rezistența la tracțiune	R	$\geqslant 60$ daN/ /mm²	conform STAS 569—70
2.	Alungirea la rupere	A	$\geqslant 3\%$	,,
3.	Duritatea	HB	220—255	conform licenței
4.	Numărul granulelor (separările) de grafit	N	$\geqslant 40/\text{mm}^2$	,,
5.	Structura masei de bază	—	—	perlită lamelară ferită 5—10% dispusă în jurul grafitului conform licenței carburi 2%
6.	Strat decarburat	—	—	$\leqslant 0,8$ mm

Tehnologia de fabricație a pieselor turnate din fontă maleabilă cu caracteristicile mecanice și tehnologice prezentate în tabelul 1 este următoarea :

— elaborarea fontei maleabile în sistem duplex — respectiv cubilou — cuptor cu inducție, pentru realizarea unei fonte cu o compoziție chimică cuprinsă între limitele :

— C — 2,5 — 2,7 % — S — 0,1 — 0,12 %
— Mn — 0,4 — 0,5 % — P — $\leqslant 0,1$
— Si — 1,3 — 1,5 % — Cr — $\leqslant 0,05$

— Modificarea fontei în oala de turnare cu B, Bi, Al și FeSi în cantitățile :

— B — 0,014 %
— Bi metalic — 0,040 %
— Al — 0,010 %
— Fe Si — 0,080 %

Aceşti modificatori se introduc în oală, în scopul uşurării procesului de maleabilizare şi crearea unor condiţii propice pentru germinare la solidificare :

— Turnarea în piese — solidificare, răcire, dezbatere.

— Tratament termic preliminar pentru obţinerea în final a unui număr de granule de grafit mai mare de $40/mm^2$. Acest tratament, corelat cu celelalte faze din procesul de fabricaţie al reperelor, influenţează după cum se va arăta mai departe în mare măsură creşterea substanţială a numărului granulelor de grafit.

— Tratamentul de maleabilizare — în instalaţii moderne — respectiv instalaţii automatizate cu program şi atmosferă controlată.

Asupra factorului de prelucrabilitate al pieselor turnate din fontă maleabilă influenţează destul de mult condiţiile în care se execută procesele principale din timpul fabricaţiei şi anume :

— Elaborarea în cubilou — cuptor de inducţie permite obţinerea unei fonte cu compoziţie chimică constantă sau cu variaţii minime ale elementelor componente (C, Mn, Si, P, S, etc.), elimină sau reduce la minimum prezenţa oxizilor care au uneori implicaţii grave în ceea ce priveşte tratamentul de maleabilizare, şi ca urmare şi asupra prelucrabilităţii mecanice a pieselor (rămîn zone dure datorită carburilor primare care nu se descompun în timpul recoacerii de maleabilizare)

— Modificarea fontei în stare lichidă, este un proces cu influenţe deosebit de însemnate în ceea ce priveşte tratamentul ulterior de recoacere pentru maleabilizare.

Numeroasele experimentări efectuate la Întreprinderea ,,Semănătoarea'' au dus la stabilirea calitativă şi cantitativă precum şi la stabilirea modului în care trebuie efectuată această modificare. În tabelul 2 se menţionează datele obţinute în cadrul unor experimentări, în care parametrii variabili au fost folosirea diverşilor modificatori în cantităţile menţionate mai înainte precum şi tratamentul termic aplicat probelor înainte de tratamentul de maleabilizare, iar efectele acestora au fost analizate în funcţie de rezultatele obţinute la valoarea proprietăţilor mecanice (rezistenţa la tracţiune şi alungire), precum şi la numărul de granule de grafit. Aceste experimentări au fost efectuate pe epruvete din fontă maleabilă feritică.

Din datele menţionate în tabelul 2 se constată următoarele :

Tabelul 2

Nr. crt.	Proba	Modificatori	Proprietăţi mecanice		Numărul granulelor de grafit/mm²		Structura de bază	Obs.
			R(daN/mm²)	A(%)	margine	miez		
1.	1	Bi	44	10	9—12	5—7	F+P(10%)	
2.	1R	Bi	37	14	18—24	60—80	F	
3.	1C	Bi	39	10	100—200	80—100	F	
4.	2	Bi+Al	36	9	10—12	13—15	F	
5.	2R	Bi+Al	36	13	30—40	90—120	F	
6.	2C	Bi+Al	37	15	100—120	70—80	F	
7.	3	Bi+B	34	14	28—35	11—15	F	
8.	3R	Bi+B	36	15	60—70	120—150	F	
9.	3C	Bi+B	36	15	100—120	70—90	F	
10.	4	Bi+B+Al	36	13	20—25	15—18	F	
11.	4R	Bi+B+Al	37	15	60—70	100—120	F	
12.	4C	Bi+B+Al	36	13	90—100	80—90	F	
13.	5	Bi+B+Al+FeSi	36	13	25—30	20—25	F	
14.	5R		36	14	80—100	120—150	F	
15.	5C		38	12	400	100—120	F	

Legendă ;
—R—recoacere 350°—4 ore menţinere, răcire în aer
—C—călit 800—820° — ulei
—F—ferită
—P—perlită
B = 0,014% ; Bi = 0,040% ; Al = 0,010% ; FeSi = 0,080 %

— efectul cel mai puternic asupra numărului granulelor de grafit îl exercită modificarea simultană cu B, Bi, Al și Fe—Si;

— probele care nu au fost supuse tratamentului preliminar (respectiv recoacere sau călire) au avut cel mai mic număr de granule de grafit atît la margine cît și la miez;

— probele călite înainte de maleabilizare au cel mai mare număr de granule de grafit, de obicei mai mare la marginea probelor față de miez;

— probele recoapte înainte de maleabilizare au un număr mai mic de granule de grafit față de cele călite, însă numărul granulelor de grafit este mai mic la margine (1—1,5 mm de la suprafață) decît în miez cu circa 50%.

Modificarea se face introducînd cantitățile de modificatori cîntăriți la balanța analitică în funcție de cantitatea de fontă lichidă turnată în oală, știind că efectul acestora durează cel mult 15—20 de minute de la venirea lor în contact cu metalul topit. În condițiile de elaborare în sistem duplex, respectiv cubilou — cuptor de inducție și cu modificare înainte de turnare în piese, folosind B, Bi, Al, și Fe—Si, așa cum s-a menționat mai sus numărul granulelor de grafit în fontă nu depășește 25—35/mm². Acest număr este însă insuficient pentru a favoriza o prelucrabilitate mecanică corespunzătoare cerințelor actuale, cînd piesele se prelucrează pe mașini automate. Tratamentul termic de maleabilizare nu poate realiza singur o creștere a numărului granulelor de grafit dacă în afara acțiunii modificatorilor nu se intervine cu noi procese care să favorizeze creșterea numărului de noduli de grafit în timpul maleabilizării. Creșterea numărului granulelor de grafit de la 15—20/mm² (sau adesea mai puțin) obținuți prin elaborare în cubilou și cuptor de inducție și modificare în oala de turnare cu B, Bi, Al și Fe Si la peste 40—50/mm², s-a putut realiza prin aplicarea unor tratamente termice preliminare și anume:

— călirea în ulei a pieselor în stare albă,

— recoacerea pieselor în stare albă.

Asupra acestora vom insista ceva mai mult, întrucît utilizarea acestor procedee — la care se adaugă celelalte condiții de elaborare, turnare, tratament termic de maleabilizare amintite mai înainte — au dus la rezolvarea problemei prelucrabilității pieselor turnate din fontă maleabilă în general și mai ales din fonta maleabilă perlitică.

Metoda călirii s-a aplicat inițial la toate reperele care prin forma și dimensiunile lor nu creeau dificultăți prin apariția defectelor, cum sînt fisurile, crăpăturile sau deformările. Dezavantajul acestui tratament constă în faptul că nu se poate aplica la orice formă și dimensiune de piese, pe lîngă faptul că este mai costisitor decît al doilea procedeu, **recoacerea preliminară**.

Călirea se poate executa în orice cuptor de tratament, avînd grijă — fie prin atmosfera cuptorului fie prin protejarea prealabilă a pieselor — să se evite oxidarea și decarburarea superficială care dăunează prelucrabilității straturilor exterioare. Temperatura de călire este de 800—820° C, cu o durată obișnuită de menținere la o temperatură de circa 20 de minute urmată de răcire în ulei.

Teoriile care explică influența călirii asupra germinării grafitului se bazează pe următoarele fenomene:

— apariția unor deformări în rețeaua cristalină a cementitei, ca urmare a tensiunilor produse de formarea martensitei;

— eliberarea siliciului prin descompunerea martensitei (care are loc în timpul recoacerii de maleabilizare) și care activează transformarea fazei Fe X C în Fe_3C;

— redistribuirea Si și a Mn între carburile de tip Fe X C și martensită, în timpul formării și descompunerii cementitei.

Aplicînd acest procedeu s-au constatat de asemenea:

— uniformitatea caracteristicilor mecanice, chiar în cazul unor variații mai mari ale compoziției chimice sau a parametrilor de maleabilizare, cînd acest tratament se execută în cuptoarele—cameră cu vatră mobilă;

— asigurarea unui număr mare de granule de grafit, în mod constant (peste 40—50/mm² la piesele cu secțiuni mai mici de 10 mm și între 15 și 30 mm² la cele cu secțiuni de 15—20 mm).

La piesele care au o configurație mai complexă și ca urmare au tensiuni remanente mari din turnare nu se poate aplica procedeul călirii preliminare fără riscul apariției fisurilor. În cazul acestora se aplică al doilea procedeu și anume recoacerea preliminară.

În urma unor experimentări pentru stabilirea parametrilor acestei recoaceri s-a fixat ca interval de temperatură optim cel cuprins între 350 și 400° C, fiind valabil pentru o gamă mai largă de secțiuni a pieselor și durate de recoacere. La temperatura de 350° C durata de menținere la temperatură a fost stabilită la patru, cinci ore.

Explicațiile teoretice ale efectului recoacerii preliminare asupra germinării grafitului sînt similare cu cele ale călirii preliminare și anume:

— eliminarea unor gaze din piese (oxigen, azot și în special hidrogen), creînd prin aceasta spații libere (microporozități) care facilitează depunerea carbonului în aceste goluri;

— separarea din soluție a unor carburi inferioare de tip $\varepsilon\,(Fe_2C)$ și $x\,(Fe\ 2{,}5\ C)$, care pot constitui germeni de depunere a grafitului.

Ținînd seama de inconvenientele pe care le prezintă procedeul călirii preliminare, în ultima perioadă de timp s-a extins recoacerea preliminară la toate reperele care se toarnă din fontă maleabilă perlitică (Fmp 60.3). Rezultatele au fost foarte bune, confirmate şi de beneficiar, care a menţionat că din punct de vedere al prelucrabilităţii mecanice, piesele supuse recoacerii preliminare au avut o comportare mai bună decît cele cu călire preliminară, coeficientul de utilizare al sculelor de aşchiere crescînd cu circa 50—60% faţă de situaţia anterioară a aceloraşi piese supuse tratamentului preliminar de călire. Menţionăm că gradul de prelucrabilitate al pieselor a fost stabilit de beneficiar prin urmărirea prelucrării acestora pe maşinile automate cu un regim constant de aşchiere, criteriul concret de apreciere fiind consumul specific de scule şi intervalul de reascuţire al acestora (la cîte piese prelucrate este ascuţită scula).

În tabelul 3 se prezintă rezultatele comparative privind numărul granulelor de grafit şi proprietăţile mecanice, în funcţie de modificare şi tratamentul termic preliminar.

Pentru a elimina efectul altor factori experimentările s-au efectuat pe epruvete de tracţiune cu secţiunea de 15 mm diametru, turnate din aceeaşi şarjă de elaborare a fontei. Compoziţia chimică a şarjei din care s-au turnat probele menţionate în tabelul 3 este următoarea :

— C = 2,62 %   — S = 0,095 %
— Mn = 0,29 %   — P = 0,060 %
— Si = 1,16 %   — Cr = 0,05 %

Analizînd rezultatele reprezentate în tabelul 3 prin prisma proprietăţilor mecanice şi a numărului granulelor de grafit, se pot constata următoarele :

— La grupul probelor fără modificare şi fără tratament se constată prezenţa cementitei primare nedescompuse, confirmată şi de duritatea care depăşeşte 350 HB. Microstructura din figura 1 (proba Al$_2$) arată de asemenea prezenţa cementitei primare în procent de circa 5—6%. Numărul granulelor de grafit este foarte mic, nedepăşind 7—8/mm^2. Din cauza cementitei primare epruvetele la proba de tracţiune s-au rupt defectuos, neputîndu-se calcula alungirea.

— La acelaşi grup de probe, însă la care se aplică tratamentul preliminar de călire şi recoacere, epruvetele au alungire conform prevederilor din STAS (A = 3%), cu două excepţii, iar duritatea variază între 229 şi 285 HB. Numărul granulelor de grafit creşte foarte mult mai ales la probele călite şi mai puţin la cele recoapte, însă în general peste valoarea minimă de 40/mm^2.

— La grupul probelor cu modificare se poate constata că la cele fără tratament proprietăţile mecanice sînt în valori corespunzătoare, duritatea nedepăşind 262 HB. Numărul granulelor de grafit suferă o uşoară creştere, efectul puternic fiind dat de tratamentele preliminare.

— La probele cu modificare şi cu tratamente preliminare se constată o îmbunătăţire a proprietăţilor de tenacitate, alungirea fiind în mod constant de 4% la rezistenţe peste 60 daN/ /mm^2, iar duritatea variind în limite mai restrînse, respectiv între 229 şi 248 HB. Numărul granulelor de grafit creşte substanţial, ca şi în cazul primului grup de probe (fără modificare) şi mai mult în cazul probelor călite decît în cazul celor recoapte.

Prelucrabilitatea pieselor din fontă maleabilă feritică este adesea stînjenită de apariţia aşa-numitului inel sau brîu perlitic. El se formează în general la circa 0,5—1 mm de la marginea pieselor, fiind de grosimi variabile, mai mult sau mai puţin compact. Cînd este continuu şi mai mare de 0,5—0,6 mm el creează dificultăţi mari la prelucrare, motiv frecvent pentru care prelucrătorii acuză calitatea necorespunzătoare a pieselor turnate din fontă maleabilă feritică, cu toate că la încercarea durităţii aceasta nu depăşeşte valori de 140—150 HB.

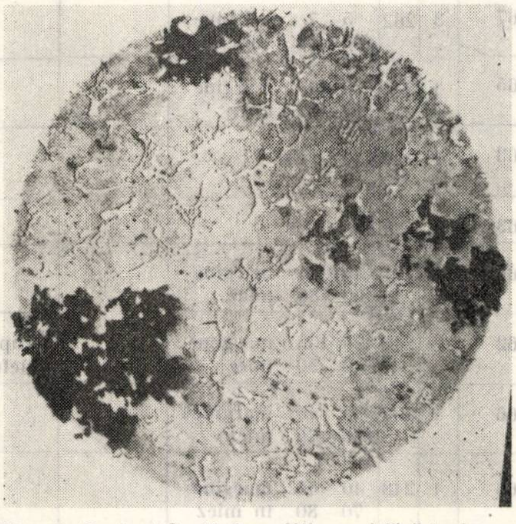


Fig. 1. Proba A3$_4$, fără modificare şi fără tratament termic preliminar.

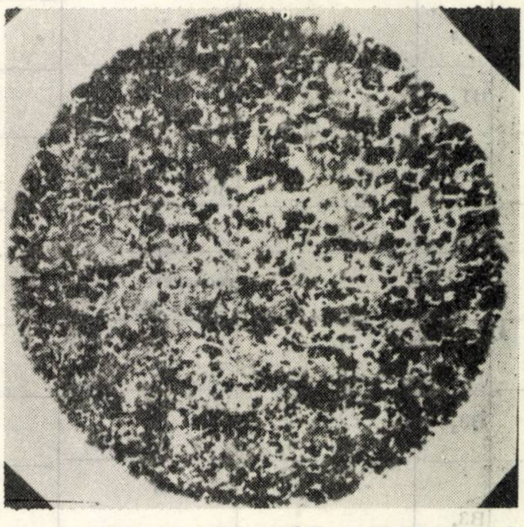


Fig. 2. Proba A2$_2$, fără modificare cu tratament preliminar de călire

Tabelul 3

Nr. crt.	Marcajul probei	Condiții la elaborare (modificare)	Condiții de tratament termic		Caracteristici mecanice			Analiza metalografică		Obs.
			preliminar	trat de recoacere pt. maleab. la inst. automată cu atm. controlată	R (daN/mm²)	A %	HB	nr. granule de grafit/mm²	caracteristicile structurii de bază	
1.	$A1_1$	duplex cubilou cuptor inducție fără modificare	fără tratament termic	în inst. automatizată cu atm. controlată. Tratament pt. Fmp 60.3 (790° − 7′)	63	—	352	5 − 6	P + Cem + F (2 %)	rupt defect
2.	$A1_2$	’’		’’	64	—	352	7 − 8	’’	’’
3.	$A1_3$	’’		’’	60	—	353	7 − 8	’’	’’
4.	$A1_4$	’’		’’	60	—	375	5 − 6	’’	’’
5.	$A2_1$	’’	călire 820/20′ ulei	’’	67	2	255	300 − 350	P + F	
6.	$A2_2$	’’	’’	’’	67	3	235	250 − 300	P + F	
7.	$A2_3$	’’	’’	’’	64	3	235	250 − 300	P + F	
8.	$A2_4$	’’	’’	’’	68	3	229	250 − 300	P + F	
9.	$A3_1$	’’	recoacere 350° 4h./aer	’’	69	3	277	25 − 30 margine 50 − 60 miez	P + F	
10.	$A3_2$		’’	’’	72	3	285	20 − 30 margine 50 − 55 miez	P + F	
11.	$A3_3$	’’	’’	’’	64	—	277	25 − 30 margine 30 − 40 miez	P + F	rupt defect
12.	$A3_4$	’’	’’	’’	76	2	262	30 − 35 margine 35 − 50 miez	P + F	
13.	$B1_1$	duplex cubilou cupt. induc. cu modificator (B, Bi, Al, Fe − Si)	fără tratament termic	’’	72	2	248	5 − 6 margini 10 − 15 miez		
14.	$B1_2$	’’	’’	’’	66	3	248	5 − 6 margine 10 − 12 miez		
15.	$B1_3$	’’	’’	’’	67	3	262	5 − 7 margine 10 − 15 miez		
16.	$B1_4$	’’	’’	’’	65	4	241	5 − 6 margine 10 − 12 miez		
17.	$B2_1$	’’	călire 820°C 20′/ ulei	’’	63	4	229	120 − 150		
18.	$B2_2$	’’	’’	’’	63	4	229	120 − 150		
19.	$B3_1$	’’	recoacere 350°C 4 h. aer	’’	66	4	241	40 − 45 margine 60 − 80 miez		
20.	$B3_2$	’’	’’	’’	62	—	241	25 − 35 margine 40 − 50 miez		rupt defect
21.	$B3_3$	’’	’’	’’	66	4	235	35 − 45 margine 65 − 75 miez		
22.	$B3_4$	’’	’’	’’	66	4	248	40 − 45 margine 70 − 80 în miez		

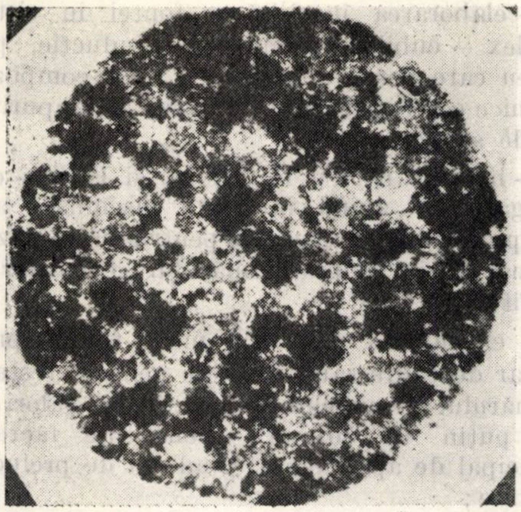


Fig. 3. Proba $A3_4$, fără modificare cu tratament preliminar de recoacere

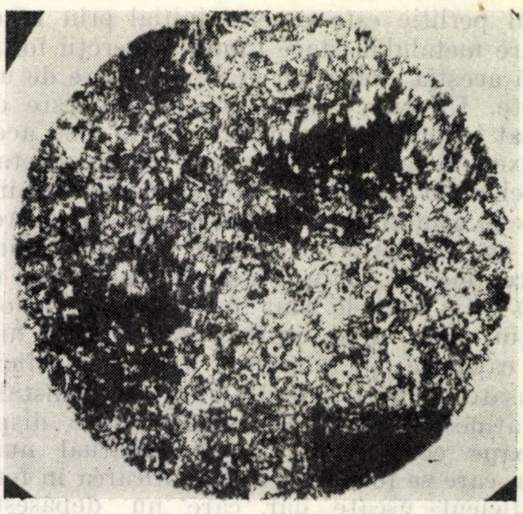


Fig. 4. Proba $B1_3$, cu modificare şi fără tratament termic preliminar

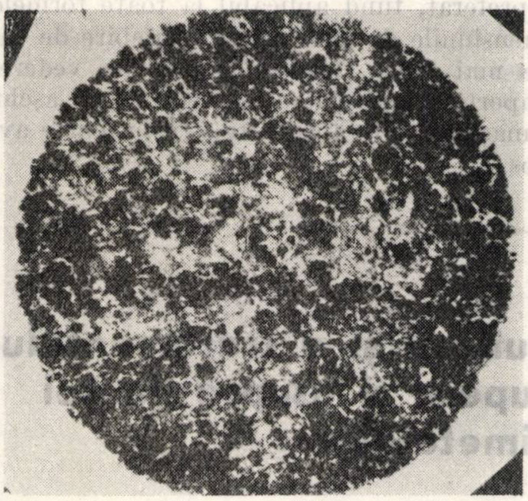


Fig. 5. Proba $B2_2$, cu modificare şi tratament termic preliminar de călire

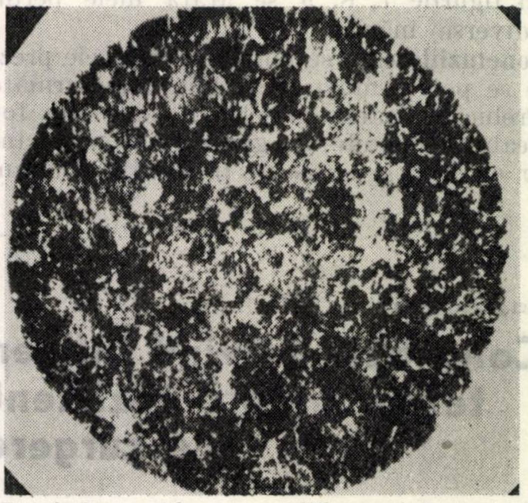


Fig. 6. Proba $B3_4$, cu modificare şi tratament termic preliminar de recoacere

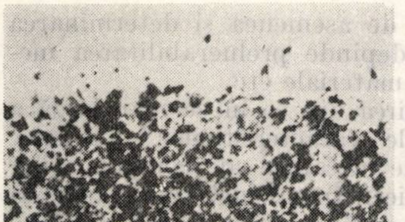


Fig. 7. Fonta maleabilă neagră (Fmn 35.10). Inel perlitic compact şi gros

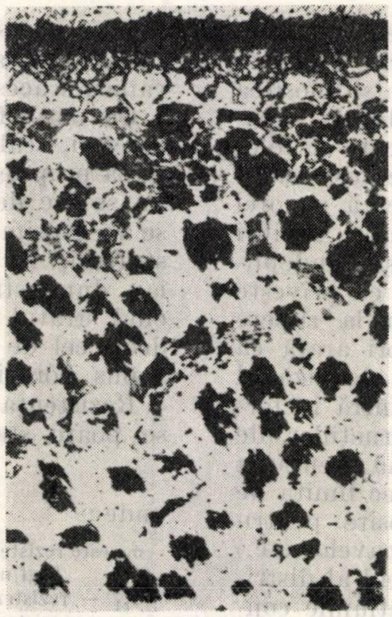


Fig. 8. Fontă maleabilă neagră (Fmn 35.10). Inel perlitic cu strat decarburat limitat

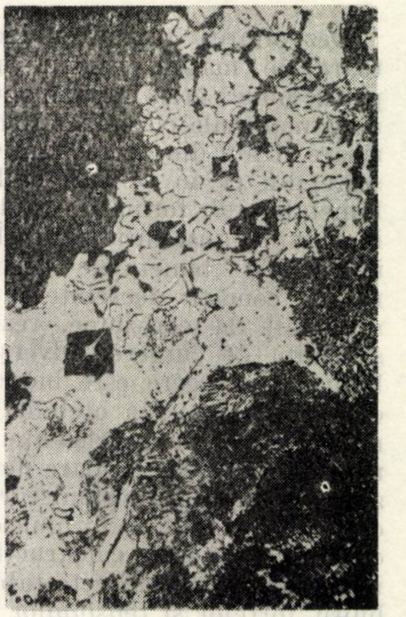


Fig. 9. Fontă maleabilă neagră (Fmn 35.10). Inel perlitic cu zone dure în stratul decarburat datorită oxizilor; (duritate efectuată cu microdurimetrul)

Brîul perlitic este generat iniţial prin reacţia dintre metalul în stare topită şi pereţii formei, dacă aceştia conţin un grad mai mare de umiditate. Ulterior, acest brîu perlitic este dezvoltat în procesul de maleabilizare cînd acesta se execută incorect, în sensul că împachetarea pieselor nu înlătură complet contactul între piese şi atmosfera oxidantă a cuptorului. Acest inel perlitic apare în cazul maleabilizării în cuptoarele obişnuite (cuptoarele cu vatra mobilă) cînd piesele sînt împachetate în oale, spaţiul liber fiind umplut incorect cu nisip, iar capacele şi fundurile oalelor insuficient etanşate. Odată cu maleabilizarea în instalaţii cu atmosferă neutră inelul perlitic dispare aproape complet, rămînînd eventual numai acela care se formează la solidificarea în forme insuficient uscate dar care nu depăşeşte 0,1—0,2 mm.

În figurile 7, 8, 9 se arată inele perlitice de diverse mărimi.

Concluziile care se pot trage din cele prezentate se pot formula succint în felul următor :

● Prelucrabilitatea pieselor turnate din fontă maleabilă depinde în general de respectarea unor condiţii generale de fabricaţie şi anume :

— elaborarea îngrijită a fontei în sistem duplex — cubilou — cuptor de inducţie, procedeu care permite realizarea unor compoziţii chimice corespunzătoare şi lipsită de impurităţi solide sau gazoase ;

— modificarea cu B, Bi, Al, şi FeSi — este obligatorie — avînd influenţe însemnate asupra procesului de recoacere pentru maleabilizare şi mai puţin asupra numărului granulelor de grafit ;

— executarea unui tratament termic preliminar de călire sau recoacere pentru creşterea numărului granulelor de grafit la valori de cel puţin 40—50/mm^2 — constituie factorul principal de apreciere al gradului de prelucrabilitate ;

— tratamentul preliminar de recoacere este de preferat, fiind aplicabil la toate formele şi dimensiunile de piese ; spre deosebire de călire este mai ieftin, iar din punct de vedere al comportării la prelucrarea mecanică de aşchiere pe maşini-unelte automate — este foarte avantajos.

◆

CZ ;1621.78 ;621.787 ; 539.4 ;669

Contribuţii privind influenţa ecruisării şi a tratamentului termic asupra rezistenţei la rupere şi asupra limitei de curgere ale bimetalelor

Conf. dr. ing. Leonard **STOIAN** — Universitatea din Galaţi

Dezvoltarea rapidă a industriei constructoare de maşini pentru industria chimică, petrochimică etc., impune obţinerea şi folosirea unor materiale cu caracteristici calitativ superioare. Unul din aceste materiale care se foloseşte din ce în ce mai mult este materialul bimetalic sub formă de tablă placată cu oţel inoxidabil austenitic [1]. În multe ramuri industriale bimetalele trebuie să îndeplinească condiţii deosebite în ceea ce priveşte rezistenţa la coroziune, rezistenţa la rupere şi limita de curgere. Diverşi autori arată că limita de curgere este indicativul de bază al calităţii mecanice a oţelului care intră în formulele de calcul al rezistenţei construcţiilor (de nave etc.) şi prin urmare determină greutatea acestora [2]. La tensiuni care întrec limita de curgere a oţelului formulele folosite pentru calculul rezistenţei construcţiilor (navelor etc.) încetează să mai reflecte tabloul real al distribuirii forţelor şi tensiunilor în secţiunile construcţiei şi prin urmare îşi pierd exactitatea şi autenticitatea.

Este necesară de asemenea şi determinarea lui σ_r, de care depinde prelucrabilitatea mecanică a acestor materiale etc.

Cu toată folosirea din ce în ce mai largă a placării, calculele caracteristicilor mecanice după proprietăţile mecanice ale componenţilor nu se fac de obicei. În calculele de rezistenţă se ia grosimea totală a materialului cu două straturi, iar caracteristicile de rezistenţă se iau după stratul de bază, acesta fiind corect cînd stratul placat are o rezistenţă mai mare decît cel de bază şi cînd stratul placat nu e supus coroziunii în exploatare [3].

Rezistenţa materialului din două straturi se poate stabili aproximativ după formula :

$$\sigma_r = \sigma_{r_1} + \nu\,(\sigma_{r_2} - \sigma_{r_1})$$

unde :

σ_r este rezistenţa de rupere a oţelului cu două straturi, [kgf/mm^2] ;
σ_{r1} — rezistenţa de rupere a stratului de bază, kgf/mm^2 ;
σ_{r2} — rezistenţa de rupere a stratului de placare, kgf/mm^2 ;
ν_r — partea stratului placat din grosimea totală a oţelului din două straturi.

Tabelul 1

%	C	Mn	Si	P	S	Al	Cu	Cr	Ni	As	Ti
ST_4S	0,21	0,47	0,33	0,085	0,019	0,017	0,11	0,04	0,04	0,008	—
$09G_2$	0,14	1,55	0,36	0,011	0,015	0,027	0,12	0,10	0,12	0,14	—
1Cr18Ni10Ti	0,13	2,06	0,76	0,055	0,013	0,016	0,44	17,58	01,20	0,066	0,5

Caracteristicile mecanice s-au studiat pe baza diagramelor schematizate ale deformaţiei plastice a oţelurilor folosite fără luarea în considerare a efectelor apărute pe îmbinarea straturilor placate [4]. În acest caz rezistenţa de rupere a tablei placate este dată de formula :

$$\sigma_r = \sigma_{r_1}\frac{h_2}{h} + \sigma_{c_1}\frac{h_1}{h} + \frac{\vartheta_2}{\vartheta_1}(\sigma_{r_1} - \sigma_{c_1})\frac{h_1}{h}.$$

În cazul bimetalelor însă, în afara celor două metale asupra rezistenţei acestora influenţează şi zona de aderenţă.

Deoarece în cazul bimetalelor interesează în special aderenţa, s-a găsit necesar să se cerceteze în ce măsură stratul de placare din oţel austenitic cît şi zona de aderenţă influenţează rezistenţa materialului placat. Prin aplicarea tratamentelor termice la tablele placate se caută să se asigure îndeosebi calităţile cerute pentru aderenţă, proprietăţile mecanice ale oţelului de bază şi rezistenţa la coroziune a oţelului de placare. În ce priveşte influenţa tratamentelor termice asupra proprietăţilor tablelor placate, datele ce se găsesc în literatură sînt vagi, neexistînd un punct de vedere unitar în această privinţă [5, 6, 7, 8, 9].

Unele firme şi autori recomandă ca tratamentul termic al tablelor placate să fie cel destinat tablelor de bază, alţii pe cel folosit pentru tablele de placare, iar alţii recomandă un tratament termic intermediar între cel folosit în cazul tablelor inoxidabile austenitice şi cel pentru tablele de bază. Diverşi autori arată că pot fi valorificate oricare din aceste posibilităţi în funcţie de scopul urmărit. În [9] se dau exemple de tratamente termice aplicate în diverse ţări şi uzine, rezultînd, aşa cum s-a arătat, lipsa unui punct de vedere unitar în această problemă.

În această lucrare s-a analizat pe de o parte influenţa diferitelor tratamente termice asupra rezistenţei la rupere şi a limitei de curgere, iar pe de altă parte influenţa diferitelor regimuri de presiuni prin laminare asupra acestor proprietăţi mecanice.

Această cercetare s-a realizat cu ajutorul tablelor placate mai frecvent folosite (oţel carbon obişnuit şi slab aliat) şi anume ST_4S + 1Cr18Ni9Ti şi $09G_2$ + 1Cr18Ni10Ti, a căror oţeluri de bază şi de placare au avut compoziţia chimică arătată în tabelul 1.

Realizarea tablelor placate s-a făcut pe un laminor cu cilindrii de 690 × 1 300 mm.

Regimurile de presiuni aplicate sînt arătate în tabelul 2 şi în figura 1.

Tabelul 2

Regimul	Nr. de treceri	Dimensiunile, mm			Reducerea		
		lăţimea	lungimea	grosimea	absolută mm	relativă %	totală %
I Descrescător	0	226,0	311	21,0	—	—	—
	1	228,0	613	10,5	10,5	50	—
	2	229,0	737	8,7	8,7	17	—
	3	230,0	785	8,2	8,2	6	61
II Constant	0	226,0	311	21,0	—	—	—
	1	227,0	422	15,3	5,7	27	—
	2	228,5	575	11,2	4,1	27	—
	3	230,0	785	8,2	3,0	27	61
III Crescător	0	226,0	311	21,0	—	—	—
	1	227,0	351	18,5	2,5	12	—
	2	228,0	466	13,9	4,6	25	—
	3	230,0	785	8,2	5,7	41	61
IV Variabil	0	226,0	311	21,0	—	—	—
	1	227,0	348	18,7	2,3	11	—
	2	229,0	575	11,2	7,5	40	—
	3	230,0	785	8,2	3,0	27	61

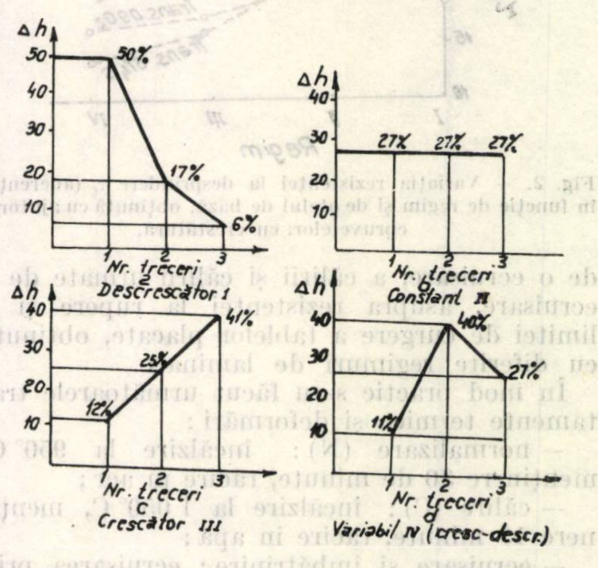


Fig. 1. — Regimuri de reduceri aplicate pachetelor cu oţeluri de bază ST_4S şi $09G_2$.

Tehnologia aplicată pentru realizarea acestor table placate este cea cu pachete sandwich, care împreună cu rezultatele obţinute privind aderenţa au fost arătate în [10].

Pentru toate regimurile de presiuni celelalte condiţii de laminare (temperatura, viteza etc.) s-au menţinut riguros constante.

Aderenţa obţinută cu ajutorul epruvetelor cu crestătură (108 bucăţi), în funcţie de regimul de presiuni aplicat, oţelul de bază şi felul epruvetei (luate pe direcţia transversală sau longitudinală de laminare) sînt prezentate în figura 2. Pentru uniformitatea încercărilor, epruvetele pentru diferite probe şi tratamente termice s-au debitat din table laminate după o anumită ordine stabilită înainte. Pentru probele necesare determinării influenţei tratamentelor termice asupra rezistenţei la rupere şi a limitei de curgere s-au decupat şi încercat 918 epruvete.

În ce priveşte alegerea tratamentelor termice s-a pornit de la faptul că unele normative cer normalizarea, iar altele călirea tablelor placate. Ţinînd seama că tablele placate pot fi deformate la rece şi că sînt supuse în această stare timp îndelungat, se impune determinarea comportării acestora la ecruisare şi îmbătrînire atît în stare iniţială (după laminare) cît şi tratate termic.

În această lucrare se analizează influenţa ecruisării, a normalizării, a normalizării urmate de o ecruisare, a călirii şi călirii urmate de o ecruisare, asupra rezistenţei la rupere şi a limitei de curgere a tablelor placate, obţinute cu diferite regimuri de laminare.

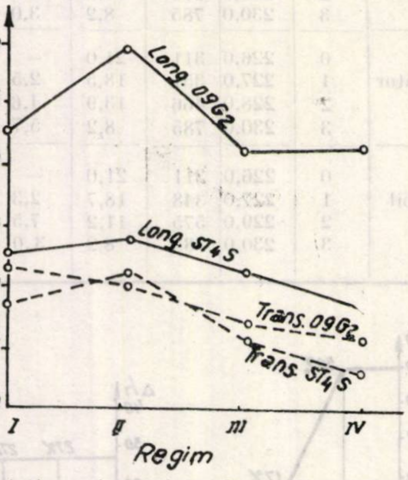


Fig. 2. — Variaţia rezistenţei la desprindere τ_c (aderenţa) în funcţie de regim şi de oţelul de bază, obţinută cu ajutorul epruvetelor, cu crestătură.

În mod practic s-au făcut următoarele tratamente termice şi deformări:

— normalizare (N): încălzire la 950° C, menţinere 30 de minute, răcire în aer;

— călire (C): încălzire la 1 050° C, menţinere 15 minute, răcire în apă;

— ecruisare şi îmbătrînire: ecruisarea prin întindere cu 10% (cu excepţia călirii 1%), încălzire la 250° C, menţinere două ore, răcire în aer a tablelor laminate în stare iniţială şi tratate termic.

Pentru a asigura aceleaşi condiţii de tratamente termice loturile de epruvete au fost introduse în cuptor sau în bazinul de călire cu ajutorul unor suporturi speciale (b, c, d, fig. 3), în care epruvetele nu se ating între ele ci se sprijină numai pe suprafeţe mici. Într-un suport a cărui înălţime se alege în funcţie de lungimea epruvetelor încap toate epruvetele pentru un anumit tratament şi anume din oţel inoxidabil, oţeluri de bază şi tablă placată (a, fig. 3).

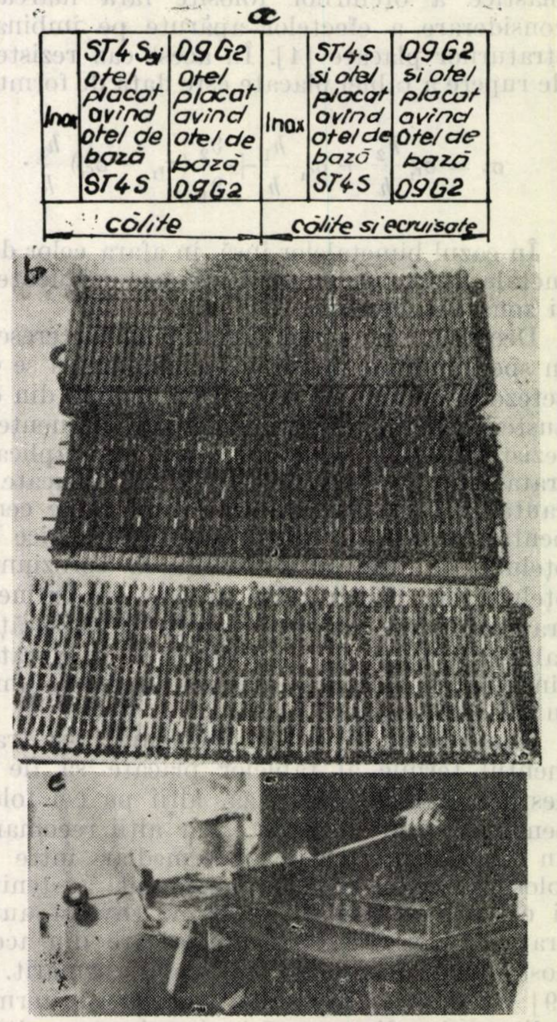

a
Inox
ST4S şi oţel placat avînd oţel de bază ST4S
09G2 oţel placat avînd oţel de bază 09G2
Inox
ST4S şi oţel placat avînd oţel de bază ST4S
09G2 şi oţel placat avînd oţel de bază 09G2
călite
călite şi ecruisate
b
c
d

Fig. 3. — Aranjarea epruvetelor în suporturi pentru încălzire: a — aranjarea pe materiale şi tratamente; b şi c — suporturi înaintea introducerii în cuptor; d — suport în timpul operaţiei de călire în bazin cu apă (1 300 × 1 300 × 500 mm).

Pentru determinarea influenţei regimurilor de presiuni la laminare asupra caracteristicilor mecanice s-au făcut încercări cu probe de tracţiune din oţel inoxidabil, din oţeluri de bază şi din table placate, în stare laminată şi după tratamentele termice descrise, în direcţie transversală şi longitudinală, pe epruvete în număr şi repartizare ca în tabelul 3.

Tabelul 3

Starea materialului	Inoxidabil		Oţel de bază				Tablă placată				Total
	1 Cr18NiloT		ST_4S		$09G_2$		cu ST_4S		cu $09G_2$		
	T	L	T	L	T	L	T	L	T	L	
Iniţială	5	5	5	5	5	5	27	27	27	27	138
Tratată	45	45	45	45	45	45	128	127	128	127	780
Total	50	50	50	50	50	50	155	154	155	154	918

Ecruisarea s-a realizat prin alungire, a cărei valoare medie se dă în tabelul 4. Încercările s-au făcut pe o maşină de tracţiune de 10 t (din 50 în 50 kg).

Influenţa tratamentelor termice aplicate, a regimurilor de presiuni, a calităţii oţelului de bază şi a felului epruvetei (*T* sau *L*) asupra *rezistenţei la rupere* şi a limitei de curgere a tablelor placate este redată în tabelul 5.

Variaţia ambelor caracteristici este redată grafic în figurile 4 şi 5.

Tabelul 4

Tratament	E		NE		CE	
Material	T	L	T	L	T	L
Inoxidabil	10	10,0	10,2	10,3	13,7	11,8
ST_4S	10	10,0	9,9	10,2	0,5	0,2
$09G_2$	5,9	8,8	10,1	9,8	0,3	1,4
Placat cu ST_4S	10	10,0	9,5	9,7	2,2	2,3
Placat cu $09G_2$	10	10,0	9,6	9,4	1,1	3,2

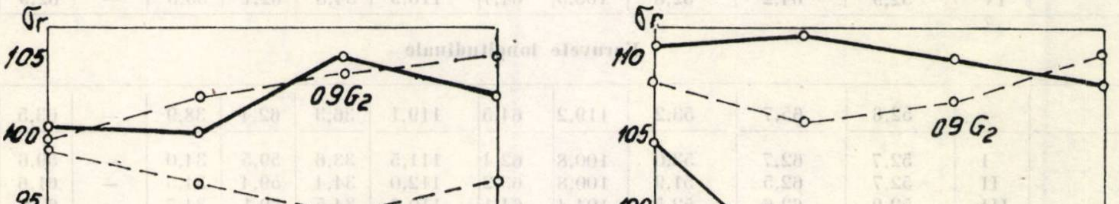


Fig. 4. — Variaţia rezistenţei la rupere a tablei placate cu oţel inoxidabil 1Cr18Ni10T în stare iniţială, ecruisată, normalizată, şi ecruisată, călită, călită şi ecruisată, în funcţie de oţelul de bază (ST_4S sau $09G_2$) şi de regimul de presiuni de laminare.

Din cele de mai sus se desprind următoarele concluzii :

Din rezultatele încercărilor rezultă că regimurile de presiuni la laminarea tablelor placate, după cum era de aşteptat nu influenţează în mod caracteristic σ_r şi σ_c şi că dacă se observă o oarecare deosebire pe curbele din figurile 4 şi 5

Tabelul 5

Tratament termic		σ_r kgf/mm²						σ_c kgf/mm²					
Material	Regim	I	E	N	C	NE	CE	I	E	N	C	NE	CE
Epruvete transversale													
Inoxid.	—	68,9	78,8	69,1	65,8	74,7	66,5	42,8	65,1	41,6	31,2	59,3	48,7
ST_4S	—	49,3	61,1	43,0	100,4	56,7	109,3	31,3	58,1	30,2	—	53,9	92,3
Table placate pe ST_4S	I	47,4	57,7	47,3	99,7	58,4	98,7	28,2	53,0	29,6	—	54,6	97,8
	II	47,7	56,7	47,7	97,4	56,8	100,3	28,5	51,3	28,5	—	52,3	95,4
	III	64,1	56,2	45,3	95,3	57,4	94,7	28,1	52,8	27,7	—	52,7	84,1
	IV	47,1	56,5	45,8	97,6	56,6	90,8	28,2	51,7	27,8		52,5	86,8
Epruvete longitudinale													
Inoxid.	—	71,3	82,0	70,9	66,5	76,6	68,7	42,9	68,3	41,7	31,5	60,3	52,6
ST_4S	—	49,3	60,4	46,5	109,4	56,5	112,7	31,6	57,2	31,7	—	52,9	98,3
Table placate pe ST_4S	I	47,4	57,8	48,2	89,6	56,7	105,4	28,8	51,6	28,1	—	53,0	97,1
	II	47,3	57,8	47,6	90,8	58,3	96,5	28,5	53,5	28,1	—	54,1	94,0
	III	46,8	54,9	44,5	91,3	55,4	96,4	27,8	50,4	26,4	—	51,8	86,2
	IV	47,5	56,2	46,8	91,4	58,4	92,2	28,9	51,2	27,9	—	55,2	89,0
Epruvete transversale													
$09G_2$	—	54,5	63,4	51,4	111,9	63,7	116,7	37,2	61,4	38,9	—	63,2	110,1
Table placate pe $09G_2$	I	52,5	62,0	53,7	100,1	63,0	109,1	33,4	59,7	35,5	—	61,0	102,7
	II	52,7	63,0	51,5	102,8	62,9	106,8	34,4	60,2	34,1	—	60,8	97,5
	III	52,4	62,0	53,7	104,8	63,6	108,0	34,1	59,1	35,0	—	59,5	105,3
	IV	52,9	64,2	52,8	105,5	64,7	110,9	34,8	62,1	35,5	—	62,9	106,3
Epruvete longitudinale													
$09G_2$	—	52,6	65,7	53,2	119,2	64,5	119,1	36,3	62,4	38,9	—	63,5	110,1
Table placate pe $09G_2$	I	52,7	62,7	53,0	100,8	62,4	111,5	33,6	59,5	34,0	—	59,6	109,7
	II	52,7	62,5	51,9	100,8	63,2	112,0	34,4	59,4	34,5	—	61,6	109,3
	III	52,9	62,6	52,5	104,4	64,1	110,6	34,5	59,1	34,7	—	62,0	108,3
	IV	53,9	62,0	52,5	103,2	64,4	109,0	35,2	59,0	35,5		62,6	106,8

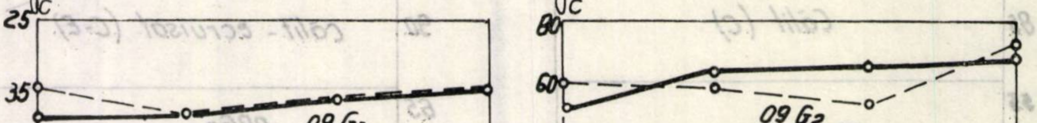


Fig. 5. — Variaţia limitei de curgere a tablei placate cu oţel inoxidabil 1Cr18Ni10T în stare iniţială, ecruisată, normalizată, normalizată şi ecruisată, călită, călită şi ecruisată, în funcţie de oţelul de bază (ST_4S sau $09G_2$) şi de regimul de presiuni de laminare.

deosebirea este în același sens, atît pentru σ_r, cît și pentru σ_c.

Diferențele mai mari ale valorilor σ_r în cazul regimurilor diferite de laminare se obțin după ce tablele placate au fost călite și în special călite și ecruisate pentru tablele placate cu oțelul de bază ST_4S.

Din cele expuse mai sus se poate spune că influența regimurilor de presiuni deși slabă se poate menține și după aplicarea tratamentelor termice. Diferențele între valorile obținute în direcțiile transversală și longitudinală pentru același oțel de bază nu sînt apreciabile decît în stare călită, respectiv călită și ecruisată, iar valorile sînt în toate cazurile mai mari la tablele cu oțel de bază $09G_2$. Din figura 6 rezultă că tablele placate în stare inițială au rezistență la rupere σ_r mai mică decît în cazul oțelurilor de bază ST_4S și în special a celui de placare. Aceste diferențe se mențin aproximativ în aceleași limite și după ecruisare. Faptul că tablele placate au σ_c mai mic decît al tablelor componente se poate explica prin influența negativă a zonei de aderență. După normalizare se observă că σ_r a tablelor placate se apropie de σ_r a oțelurilor de bază.

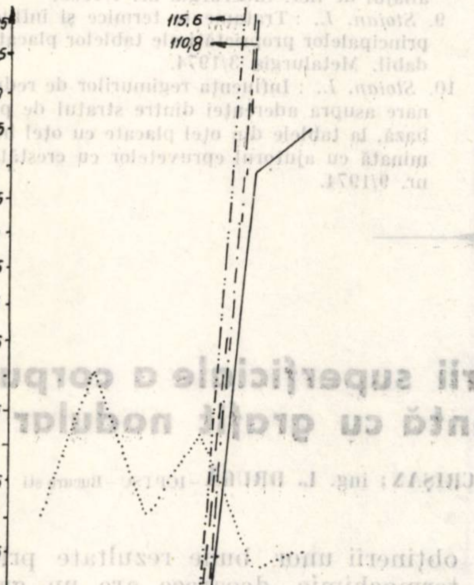


Fig. 6. — Influența ecruisării, a normalizării, a normalizării și ecruisării, a călirii și a călirii și ecruisării, asupra rezistenței la rupere a tablelor de bază ST_4S și $09G_2$, a oțelurilor de placare 1Cr18Ni10T și a tablelor placate respective.

În cazul călirii și respectiv a călirii și revenirii, tablele placate au rezistența la rupere mai mică decît oțelul de bază și mai mare decît cel inoxidabil. În ce privește influența oțelului de bază σ_r este întotdeauna mai mare în cazul tablelor placate avînd oțelul de bază $09G_2$ decît în cazul celor cu oțelul de bază ST_4S.

Din figura 7 rezultă că tablele placate analizate au σ_c în stare inițială, de asemenea cu valori mai mici decît a oțelurilor de bază și a celor de placare. Aceste diferențe cu mici variații se mențin și în cazul tablelor ecruisate și a celor normalizate. Tablele placate normalizate și călite au σ_c apropiat de al oțelurilor de bază, însă acele cu oțelul de bază ST_4S

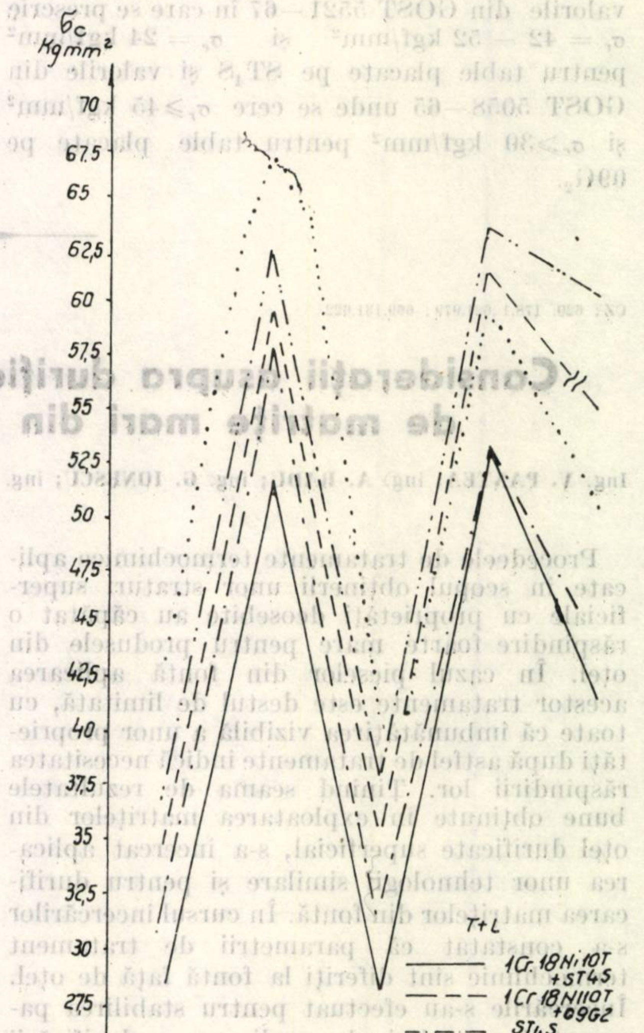


Fig. 7. — Influența ecruisării, a normalizării, a normalizării și ecruisării, a călirii și a călirii și ecruisării asupra limitelor de curgere a tablelor de bază ST_4S și $09G_2$ a oțelului de placare 1Cr18Ni10T și a tablelor placate respective.

au σ_c mai mic decît al oţelului de placare, iar cele cu $09G_2$ îl au mai mare. În cazul călirii şi ecruisării tablele placate cu oţelul de bază ST_4S au σ_c mai mic ca al oţelului de bază şi al oţelului de placare, iar tablele placate cu oţelul de bază $09G_2$ au σ_c mai mare decît al oţelului de placare însă mai mic decît al celui de bază.

În toate cazurile σ_c al tablelor placate cu oţelul de bază $09G_2$ au fost mai mari decît al tablelor placate cu oţelul de bază ST_4S.

După ecruisarea tablei placate, în stare iniţială sau după tratamente termice σ_r şi σ_c sînt mai ridicate.

Toate regimurile de presiuni prin laminare aplicate tablelor placate studiate au dat atît pe epruvete longitudinale cît şi pe cele transversale valori ale lui σ_r şi σ_c care depăşesc valorile din GOST 5521—67 în care se prescrie $\sigma_r = 42 - 52$ kgf/mm^2 şi $\sigma_c = 24$ kgf/mm^2 pentru table placate pe ST_4S şi valorile din GOST 5058—65 unde se cere $\sigma_r \geqslant 45$ kgf/mm^2 şi $\sigma_c \geqslant 30$ kgf/mm^2 pentru table placate pe $09G_2$.

BIBLIOGRAFIE

1. *Stoian, L.* : Table de oţel placate cu oţel inoxidabil austenitic în construcţiile navale. Rev. Transporturi, nr. 6/1972.
2. *Kamfor, S. S.* : Korpusnaia stali. Sud promgiz, 1960.
3. *Zider, M.* şi *Glatz, B.* : Starea actuală şi dezvoltarea tablelor groase placate şi proprietăţile lor. Hutnicke Listy nr. 7/1963.
4. *Fridman, I. B., Marozcv, E. M.* : Mehaniciskie svoistva bimetallov voprosî procinosti materialov i construcţii. Moskva 1959. Academia nauk CCCR, Institut Maşinostroenia.
5. *Gladireskaia, S. A. Meandrov, L. V. Salovanenko, J. A., Bîcov, A. A.* : Dvuhsloinîe stali v himiciscoe maşinostroenii, Moskva, 1965.
6. *Frantin, L., Guida, O., Lain, N., Laziciu, M.* : Metalografie ing. Iacob Minodora — Placarea tablelor şi ţevilor de oţel carbon cu oţel inoxidabil şi cupru (experimentări şi studiu tehnico-economic).
7. *Meandrov, L. V., Golovanenko, S. A.* : Laminarea experimentală a tablelor placate. Stal nr. 4, 1963.
8. *Kristal, M. A.* : Microdefectele straturilor de difuzie în aliajul de fier. Siderurgia nr. 1/1963.
9. *Stoian, L.* : Tratamente termice şi influenţa lor asupra principalelor proprietăţi ale tablelor placate cu oţel inoxidabil. Metalurgia 3/1974.
10. *Stoian, L.* : Influenţa regimurilor de reducere prin laminare asupra aderenţei dintre stratul de placare şi cel de bază, la tablele din oţel placate cu oţel inoxidabil, determinată cu ajutorul epruvetelor cu crestătură. Metalurgia nr. 9/1974.

CZ ; 620. 178.1 ;621.979 ; 669.131.622

Consideraţii asupra durificării superficiale a corpurilor de matriţe mari din fontă cu grafit nodular

Ing. **V. PANTEA**; ing. **A. RADU**; ing. **G. IONESCU**; ing. **H. CRIŞAN**; ing. **L. DRUGĂ** – ICPTSC – Bucureşti

Procedeele de tratamente termochimice aplicate în scopul obţinerii unor straturi superficiale cu proprietăţi deosebite au căpătat o răspîndire foarte mare pentru produsele din oţel. În cazul pieselor din fontă aplicarea acestor tratamente este destul de limitată, cu toate că îmbunătăţirea vizibilă a unor proprietăţi după astfel de tratamente indică necesitatea răspîndirii lor. Ţinînd seama de rezultatele bune obţinute în exploatarea matriţelor din oţel durificate superficial, s-a încercat aplicarea unor tehnologii similare şi pentru durificarea matriţelor din fontă. În cursul încercărilor s-a constatat că parametrii de tratament termochimic sînt diferiţi la fontă faţă de oţel. Încercările s-au efectuat pentru stabilirea parametrilor optimi de realizare a durificării superficiale a segmenţilor portcalup care intră în componenţa conteinerelor radiale pentru vulcanizat anvelope auto. Aceste piese sînt executate din fontă cu grafit nodular Fgn 60—2 şi lucrează în condiţii deosebite de uzură prin frecare. Structura acestei fonte este favorabilă obţinerii unor bune rezultate prin tratament termochimic, deoarece are un grad suficient de dispersie a grafitului; caracteristicile mecanice ale fontei utilizate au fost :

— rezistenţă la tracţiune : 60 ... 71 daN/mm^2;
— alungire : 2 ... 6%;
— duritate : 190 ... 250 HB.

Încercările de laborator au avut drept scop stabilirea unei tehnologii de durificare superficială a acestor segmenţi, pentru a le îmbunătăţi rezistenţa la uzare şi gripaj.

Pentru aceasta s-a determinat influenţa temperaturii de tratament şi a duratei de menţinere la temperatură asupra caracteristicilor stratului durificat, analizate prin prisma încercărilor de gripaj.

Rezistenţa la gripaj s-a determinat cu ajutorul cuplului rolă — sabot cu contact liniar (fig. 1) pe maşina de încercări la uzură şi gripaj tip Timcken.

Pentru a obţine rezultate concludente rola s-a prelucrat din oţel RK 100 călit, iar saboţii din Fgn 60—2 tratați termochimic în diferite variante; ca mediu de lubrifiere s-a folosit o emulsie pe bază de grafit. În aceste condiții s-a determinat sarcina la care a apărut griparea, sarcina de apăsare crescînd din 0,025 în 0,025 daN la intervale de 15 secunde.

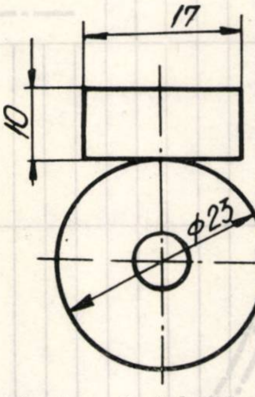


Fig. 1. — Cuplul rolă sabot.

Relația de calcul a coeficientului de frecare f este:

$$f = \frac{K1}{K2} \cdot \frac{F}{P} \qquad (2)$$

unde:

K_1 este $\frac{\text{diametrul tamburului gradat [mm]}}{\text{diametrul rolei [mm]}} = 4{,}35$

K_2 — raportul de încărcare, 80 : 1

F — forța dinamometrică corespunzătoare unghiului de întîrziere, citită pe diagrama de etalonare a mașinii, daN.

P — sarcina de apăsare, daN.

Momentul apariției gripării este indicat de creșterea bruscă a unghiului citit pe tamburul mașinii, respectiv de creșterea coeficientului de frecare. Încercările de gripaj s-au efectuat la temperatura mediului ambiant.

Epruvetele folosite s-au nitrurat în băi de săruri pe bază de cianat de natriu la temperaturi de 570, 590, 610 și 630° C, cu menținere la temperatură de 2,4 și 6 ore.

În diagramele din figurile 2, 3, 4 și 5 este prezentată variația coeficientului de frecare f în funcție de sarcina de încărcare P pentru variantele de tratament termochimic încercate; coeficientul de frecare f fiind calculat după relația (2).

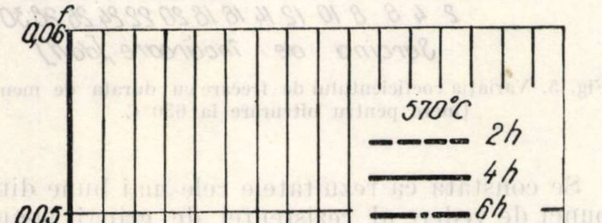


Fig. 2. Variația coeficientului de frecare cu durata de menținere pentru nitrurare la 570° C.

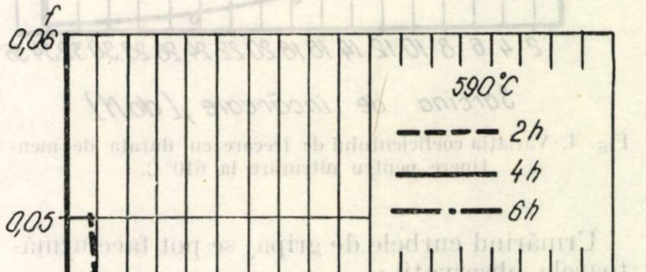


Fig. 3. Variația coeficientului de frecare cu durata de menținere pentru nitrurare la 590° C.

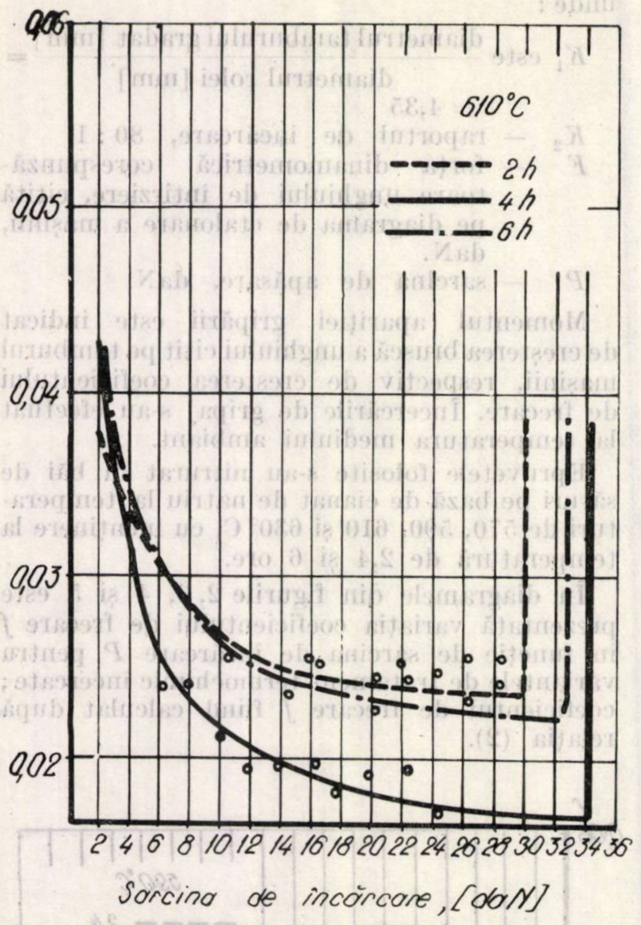


Fig. 4. Variaţia coeficientului de frecare cu durata de menţinere pentru nitrurare la 610° C.

Urmărind curbele de gripaj se pot face următoarele observaţii :

— probele tratate la 570° C au prezentat sarcina maximă de gripaj de 28 daN (pentru durata de şase ore menţinere în baie) ; coeficienţii de frecare au variat între 0,017 şi 0,023 la apariţia fenomenului de gripare, valoarea minimă fiind obţinută pentru probe cu durata de menţinere de patru ore ;

— probele menţinute la temperatura de 590° C au prezentat coeficienţii de frecare cu valori între 0,017 şi 0,022 (la apariţia gripării), iar sarcina de gripaj a variat între 26 şi 32 daN, valoarea maximă obţinîndu-se pentru durata de patru ore ;

— probele tratate la 610° C la durata de patru ore au avut în momentul apariţiei gripării coeficientul de frecare minim de 0,0155, iar sarcina de gripaj de 34 daN ;

— probele tratate la 630° C au prezentat caracteristici de gripare necorespunzătoare (valoare maximă a sarcinii de gripare 26 daN, coeficient de frecare minim 0,023).

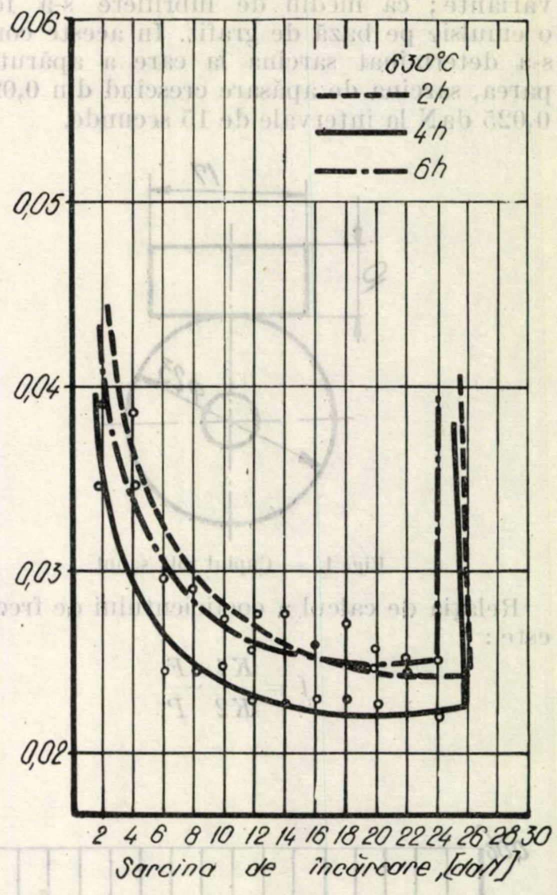


Fig. 5. Variaţia coeficientului de frecare cu durata de menţinere pentru nitrurare la 630° C.

Se constată că rezultatele cele mai bune din punct de vedere al rezistenţei de gripaj le-au prezentat epruvetele nitrurate la menţinere de patru ore.

Din punct de vedere al rezistenţei la gripaj se constată că cea mai bună comportare au avut-o probele nitrurate la 610° C cu o durată de menţinere de patru ore, iar cea mai slabă, cele nitrurate la 630° C timp de şase ore. Pentru o aceeaşi durată de menţinere la tratament, de exemplu patru ore, cu creşterea temperaturii de nitrurare, valorile coeficientului de frecare se micşorează, iar rezistenţa la gripaj creşte, atingînd valoarea maximă la temperatura de 610° C ; la 630° C se înregistrează o scădere bruscă a rezistenţei la gripare.

Determinările de duritate, microduritate, adîncime de strat, efectuate în paralel cu încercările de gripaj, au condus la concluzia că şi din acest punct de vedere cele mai bune rezultate se obţin în cazul tratamentului realizat la 610° C timp de patru ore şi anume :

— duritate : 585 ... 612 HV
— adîncime strat nitrurat : 0,065... 0,09 mm.

Aspectul unei astfel de probe nitrurate la 610° C timp de patru ore este prezentat în figura 6.

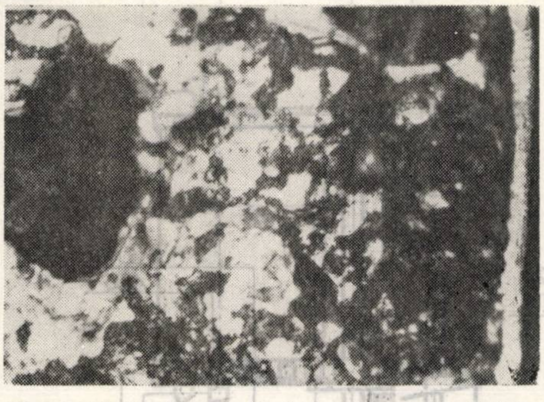


Fig. 6. Strat nitrurat în baie de sare la 610° C, menţinere 4 h, material Fgn–60
Atac: nital 500: 1

Avînd în vedere cele descrise mai înainte, s-a stabilit ca regim optim de tratament pentru segmenţii portcalup din Fgn 60–2 temperatura de 610° C şi durata de menţinere de patru ore.

BIBLIOGRAFIE

1. *Fortino, D.* : Metalurgia fontei.
2. *Sofroni, L., Ştefănescu, D.* : Fonte modificate cu proprietăţi speciale.
3. *Tanscher, H.* : Rezistenţa la uzură a unor fonte de diferite structuri nitrurate în baie. MASCHINENBAUTECHNIK 19/1970.
4. *Wiegand, H.* : Rezistenţa la oboseală şi comportarea la uzură a roţilor dinţate din fontă cu grafit nodular nitrurate.
5. *Rogalski, Z.* : Influenţa tratamentului termochimic asupra tendinţei de gripare a oţelului şi fontei. PRZEGLAD MECHANICZNY 2/1969.

CZ ; 669.046.562 ; 621.785.53 ; 669.14 ; 669.018

Studiul termogravimetric al carbonitrurării unor oţeluri slab aliate

Ing. Octavian **GURGU**; ing. Toma **VASILE**; tehn. C-tin. **EVGHENIDE** – ICPTSC – Bucureşti

Tratamentele termochimice realizate prin difuzia carbonului şi a azotului activ în stratul superficial al pieselor din oţel sau fontă se cunosc relativ de multă vreme. Unele din ele, ca cianurarea în băi de săruri, se aplică la scară industrială de mai bine de 40 de ani, iar altele, cum ar fi carbonitrurarea, au cunoscut o puternică extindere mai ales în ultimul timp, datorită marilor posibilităţi de mecanizare şi automatizare a procesului. În diferite ţări s-au efectuat cercetări intense pentru perfecţionarea acestor tratamente termochimice în direcţia obţinerii unor straturi de difuzie cu caracteristici superioare şi a stabilirii unor tehnologii a căror aplicare să necesite cheltuieli minime. S-a urmărit de asemenea şi stabilirea unor parametri tehnologici cum ar fi : temperatura de lucru, durata de menţinere, compoziţia atmosferelor controlate, care să asigure obţinerea unor rezistenţe superioare la uzură şi oboseală, asigurînd totodată reproductibilitatea rezultatelor.

Pe această linie se înscrie şi această lucrare, care cuprinde cercetările efectuate pentru carbonitrurarea a trei mărci de oţeluri slab aliate, folosind metoda de cercetare termogravimetrică.

Pentru studiul variaţiei gravimetrice ce se produce în timpul carbonitrurării s-a utilizat termobalanţa B 60 tip SETARAM.

În figura 1 este prezentată schema acestei termobalanţe formate din următoarele părţi :

- balanţa cu traductorul variaţiei de greutate,
- incinta de lucru,
- sistemul de reglare şi înregistrare,
- agregatul de vid.

Balanţa este formată dintr-o cumpănă similară cu cele folosite la balanţele analitice, avînd suspendată într-o parte proba de analizat, iar în cealaltă parte un magnet ce se găseşte într-un cîmp electromagnetic variabil pentru echilibrare la introducerea probei.

Poziţia de echilibru a balanţei este controlată cu ajutorul unei fotocelule care comandă variaţia cîmpului electromagnetic în funcţie de variaţia în greutate a probei, precizia de măsurare fiind de 10^{-6} g. Etalonarea balanţei se face cu ajutorul unor călăreţi de greutate cunoscută, a căror acţiune este comandată manual. Incinta de lucru este un tub de cuarţ ce se racordează printr-o piesă intermediară la corpul balanţei, iar în partea opusă se reduce la diametrul de circa 10 mm, la care se poate adopta un racord de furtun pentru evacuarea atmosferei.

Incinta de lucru fiind etanşă se realizează vid cu ajutorul unei pompe tip IFA, după care se introduc amestecurile de gaze folosite pentru experimentări. Epruvetele sînt încălzite prin intermediul unui cuptor electric care îmbracă tubul de cuarț, temperatura maximă de utilizare în regim permanent fiind de 1 000° C.

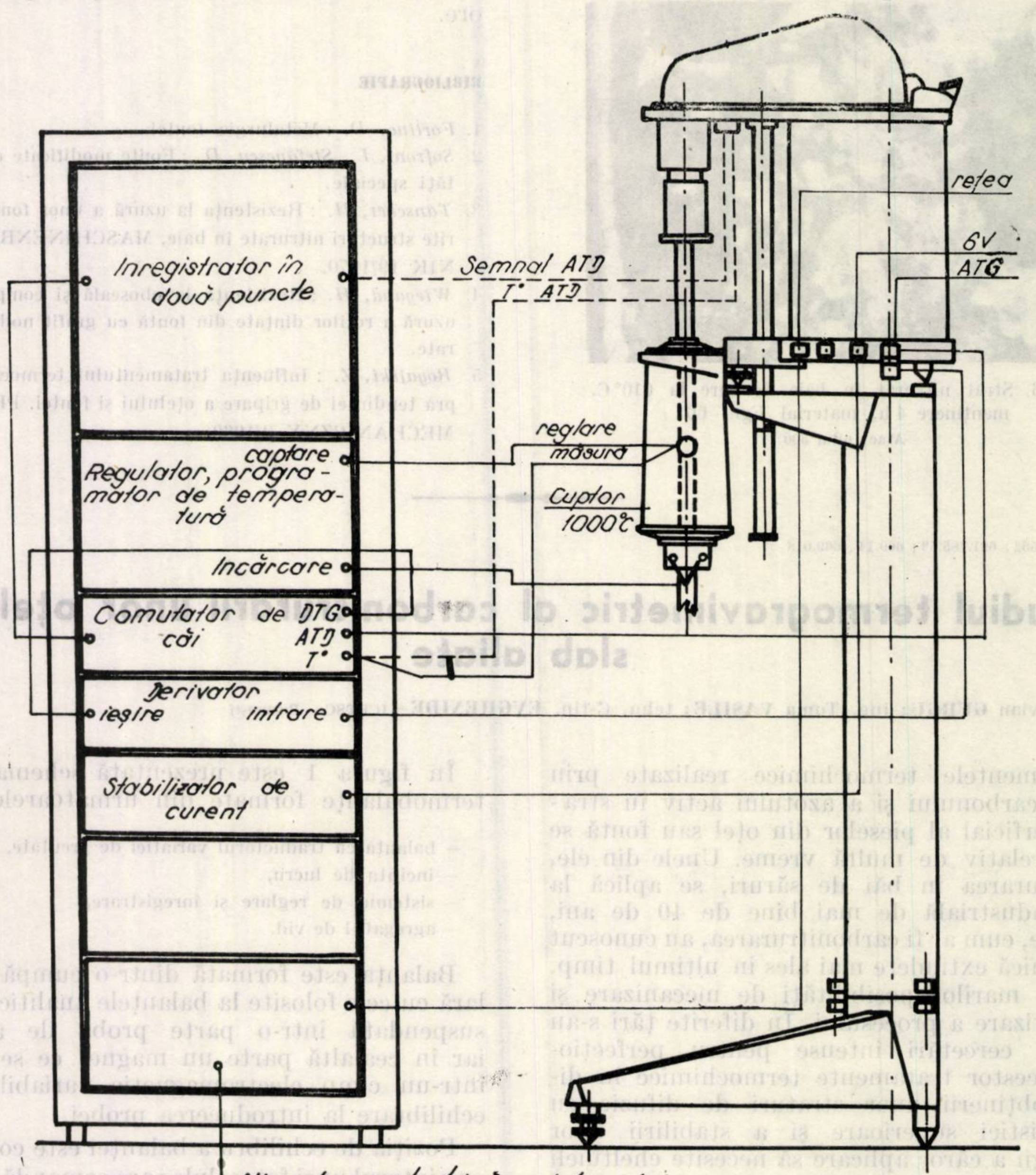

Inregistrator în două puncte
Semnal ATD
T° ATD
rețea
6V
ATG
reglare
măsură
captare
Regulator, programator de temperatură
Cuptor 1000°C
Incărcare
Comutator de căi
DTG
ATD
T°
Derivator
ieșire
intrare
Stabilizator de curent
Alimentarea electrică a dulapului

Fig.1 — Schema de principiu a termobalanței B 60

Sistemul de reglare și înregistrare se compune din mai multe compartimente electronice înglobate într-un dulap electronic după cum urmează :

- alimentarea cu curent electric,
- stabilizatorul de curent,
- derivatorul,
- comutatorul de căi,
- regulatorul programator,
- înregistratorul cu două căi.

Încercările de carbonitrurare prin metoda termogravimetrică s-au efectuat pe trei mărci de oțeluri : 21Mo MC 12, 12TMC12 și 18MC10, oțeluri mai des utilizate în întreprinderile din țară. Din oțelurile amintite au fost executate epruvete cu dimensiunile de Ø 5 × 25 mm, care prezintă un orificiu cu diametrul de 2 mm la unul din capete pentru suspendarea în balanță.

Experimentările au urmărit influența cîtorva parametri principali asupra celor mai importante caracteristici structurale ale stratului, adică timpul, temperatura și compoziția atmosferei de carbonitrurare. Temperaturile de experimentare au fost de 780, 870 și 920° C, iar amestecurile gazoase utilizate au fost :

- gaze naturale și amoniac ;
- atmosferă endo și amoniac ;
- atmosferă exo și amoniac, la durate de menținere de 1, 2 și 3 ore.

Debitul de gaz utilizat în timpul experimentărilor a fost de 10 l/h pentru toată durata.

Proporția amestecurilor gazoase utilizate în cadrul acestor experimentări a fost următoarea :

— atmosferă endo cu potențial de 0,8 și 1,0% C, la care s-a adăugat amoniac în proporție de 5%, 10% și 15% ;

— atmosferă exo cu un punct de rouă de 25°C, cu un adaos de 15% gaze naturale și 10% amoniac ;

— gaze naturale 30% și 70% amoniac.

Utilizînd aceste amestecuri gazoase în diferite condiții de temperatură și durată s-a observat influența acestora asupra procesului de carbonitrurare prin creșterea în greutate, controlul adîncimii stratului și a microdurității în strat.

Factorii studiați au fost următorii :

— influența duratei de menținere asupra creșterii în greutate în condițiile utilizării unui amestec format din 95% atmosferă endo cu potențial de 1,0% C și 5% amoniac la temperatura de 780° C ;

— influența temperaturii asupra creșterii în greutate, în condițiile utilizării atmosferei endo cu potențial de 0,8% C în amestec cu 10 și 15% amoniac la durata de trei ore ;

— influența potențialului de carbon asupra creșterii greutății la temperatura de 780° C, durata de trei ore și adaos de amoniac 5% ;

— influența parametrilor amintiți asupra adîncimii stratului carbonitrurat și a microdurității în strat.

Rezultatele cercetărilor pentru stabilirea influenței duratei asupra creșterii în greutate în condițiile amintite mai sus sînt prezentate în figura 2.

Aceasta confirmă creșterea continuă a greutății în funcție de timp, remarcîndu-se o creștere în greutate mai pronunțată la oțelul 18MC10 față de celelalte două oțeluri, la care datorită elementelor Mo și Ti difuzia C și N este frînată.

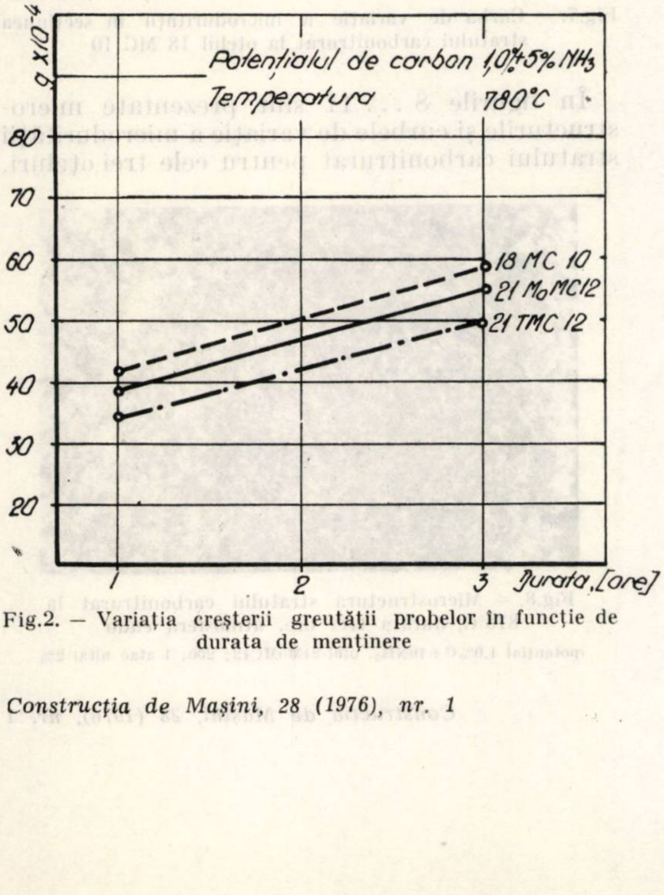


Fig.2. — Variația creșterii greutății probelor în funcție de durata de menținere

O creștere similară în greutate s-a obținut odată cu creșterea temperaturii și în condițiile folosirii unei atmosfere endo cu un potențial de 0,8% C și cu adaosuri de amoniac de 10% NH_3 și 15% NH_3, la o durată de trei ore. Aceste rezultate sînt prezentate în figurile 3 și 4.

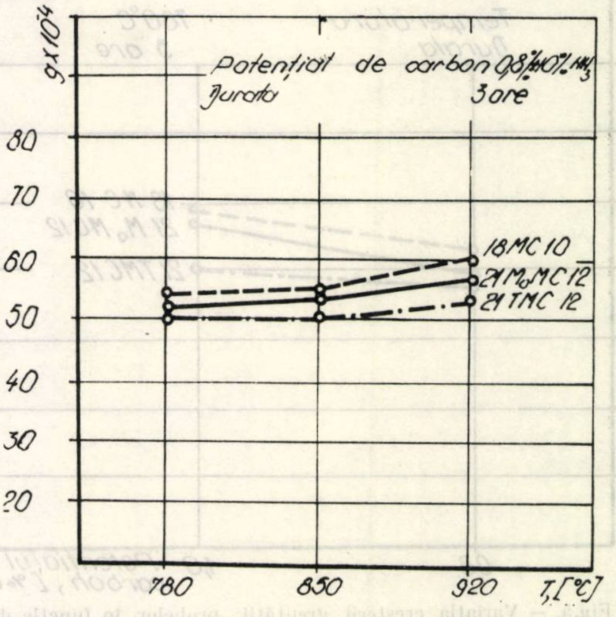


Fig. 3. — Variația creșterii greutății probelor în funcție de temperatură

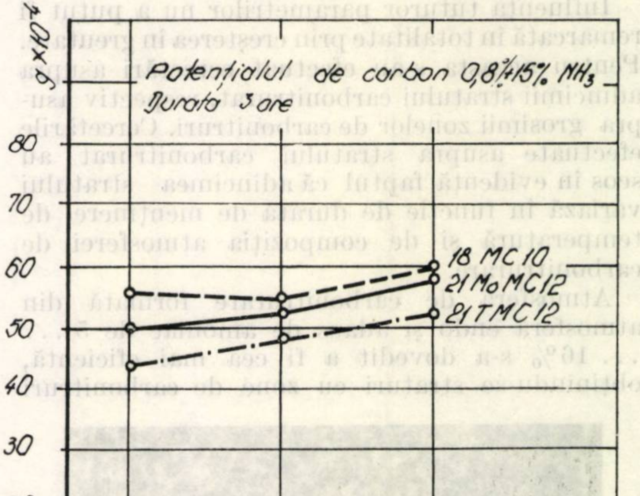


Fig.4. — Variația creșterii greutății probelor în funcție de temperatură.

Se poate observa că la adaosuri mai mari de 10% amoniac nu s-au obținut creșteri în greutate deosebite.

Influența potențialului de carbon asupra creșterii în greutate este prezentată în figura 5.

Se observă că la un potențial mai ridicat creșterea în greutate este mai pronunțată, datorită unei cantități mai mari de carbon difuzat.

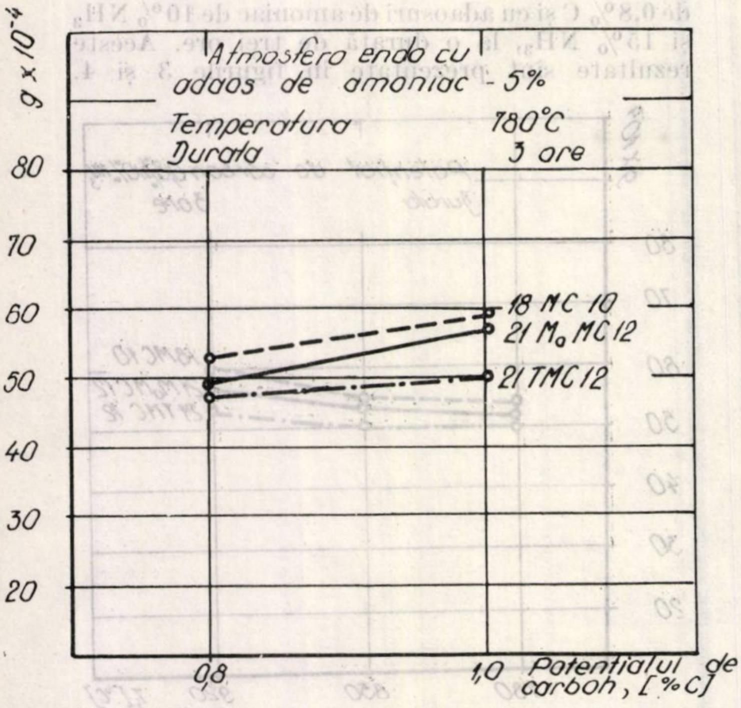


Fig.5. — Variația creșterii greutății probelor în funcție de potențialul de carbon.

Influența tuturor parametrilor nu a putut fi remarcată în totalitate prin creșterea în greutate. Pentru aceasta s-au efectuat cercetări asupra adîncimii stratului carbonitrurat, respectiv asupra grosimii zonelor de carbonitruri. Cercetările efectuate asupra stratului carbonitrurat au scos în evidență faptul că adîncimea stratului variază în funcție de durata de menținere, de temperatură și de compoziția atmosferei de carbonitrurare.

Atmosfera de carbonitrurare formată din atmosferă endo și adaos de amoniac de 5 ... ... 10% s-a dovedit a fi cea mai eficientă, obținîndu-se straturi cu zone de carbonitruri compacte și cu o microduritate cuprinsă între 1 050 și 1 425 HV 0,040 și zone îmbogățite cu carbon cu o microduritate cuprinsă între 530 și 850 HV 0,040.

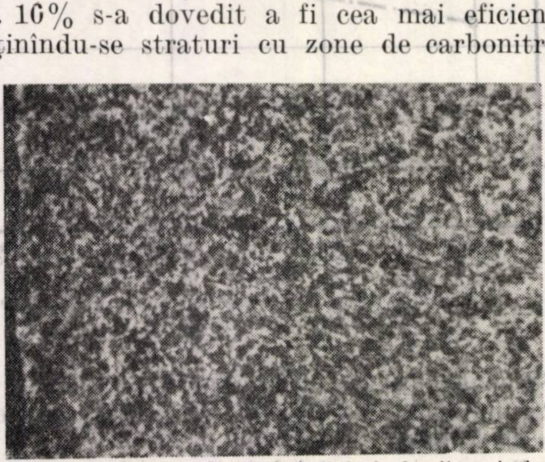


Fig.6. — Microstructura stratului carbonitrurat la 780°C, durata trei ore, atmosferă endo (potențial 1,0%) + 10% NH_3, oțel 18 MC10; 200: 1 atac nital 2%

Structura straturilor carbonitrurate în amestecul format din atmosferă exo cu punct de rouă de —25° C, 15% gaze naturale și 10% amoniac, este formată dintr-o zonă friabilă bogată în carbonitruri pe o adîncime de 0,010 ... ... 0,015 mm, urmată de o zonă ușor îmbogățită în carbon pe o adîncime de 0,150 mm. Structura straturilor carbonitrurate în amestec de 30% gaze naturale și 70% amoniac este formată din straturi poroase îmbogățite în carbon și azot care se desprind ușor, urmate de zone îmbogățite în carbon.

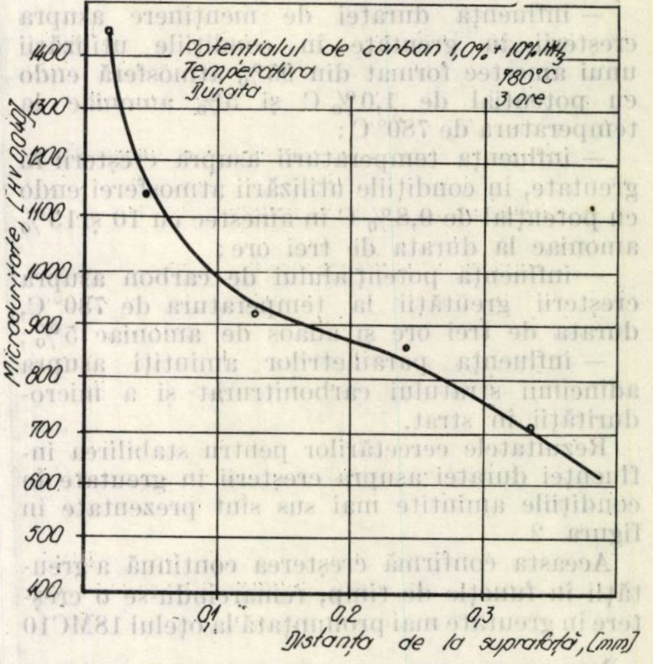


Fig.7. — Curba de variație a microdurității în secțiunea stratului carbonitrurat la oțelul 18 MC 10

În figurile 8 ... 11 sînt prezentate microstructurile și curbele de variație a microdurității stratului carbonitrurat pentru cele trei oțeluri.

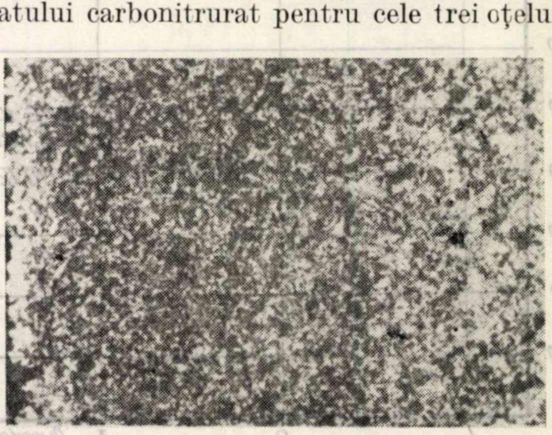


Fig.8. — Microstructura stratului carbonitrurat la 870°C, durata trei ore, atmosferă endo (potențial 1,0%C + 10NH_3, oțel 21MoMC12; 200: 1 atac nital 2%

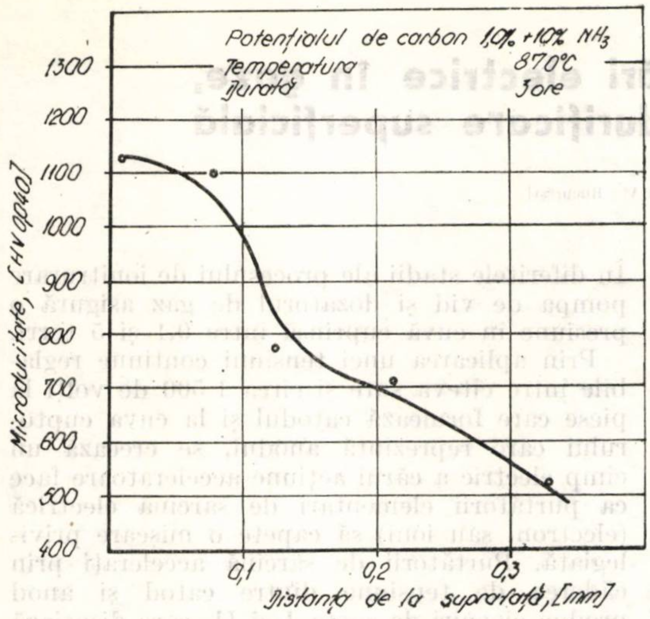


Fig.9. — Curba de variaţie a microdurităţii în secţiunea stratului carbonitrurat la oţelul 21 MoMC12

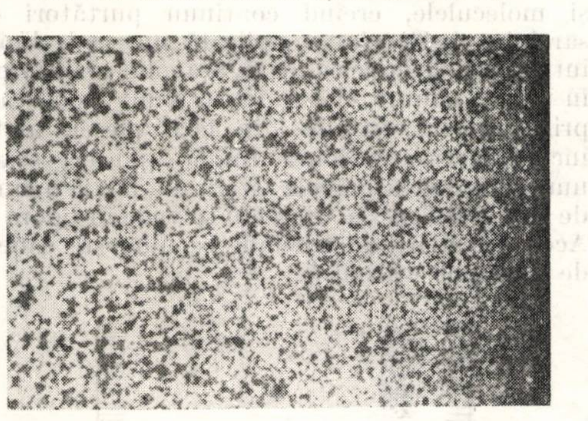


Fig.10. — Microstructura stratului carbonitrurat la 870°C, durata trei ore, atmosferă endo (potenţial 1,0%C+5NH$_3$, oţel 21TMC12; 200:1 atac nital 2%

Cercetările efectuate asupra procesului de carbonitrurare prin metoda termogravimetrică pe trei oţeluri slab aliate au scos în evidenţă posibilitatea utilizării în procesul de carbonitrurare a amestecului format din atmosferă endo cu potenţial mai mare de 0,8% C şi 5 ... 10% amoniac.

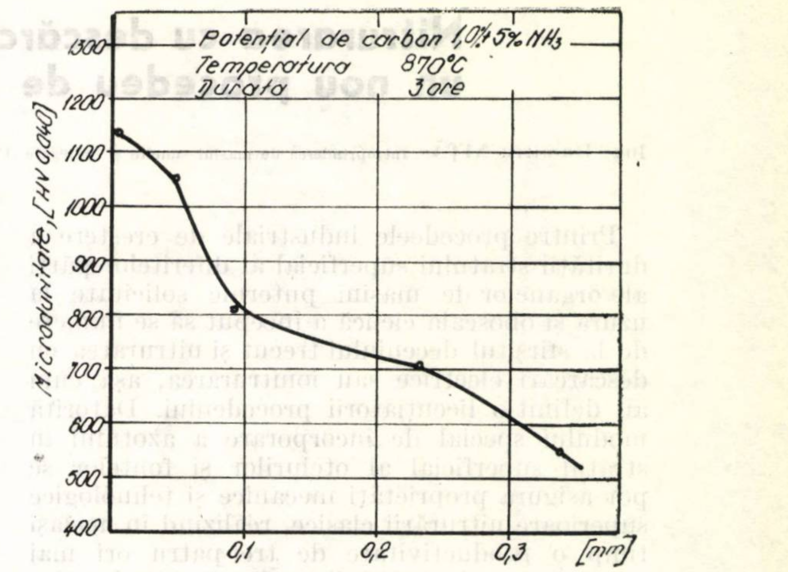


Fig.11. — Curba de variaţie a microdurităţii în secţiunea stratului carbonitrurat la oţelul 21 TMC12.

De asemenea, se recomandă ca adaosul de amoniac să fie cu atît mai mic cu cît oţelul este mai complex aliat, potenţialul de carbon al atmosferei să fie mai ridicat, durata procesului mai lungă şi temperatura de lucru mai ridicată.

Pentru oţelurile cercetate se recomandă parametrii tehnologici optimi de carbonitrurare, temperatura de 860 ... 880° C, într-un amestec gazos format din atmosferă endo cu potenţial 1,0% C şi adaos de amoniac 5%, iar durata de menţinere în funcţie de grosimea stratului impus.

BIBLIOGRAFIE

1. *Minkevici, A. N.* : Tratamente termochimice ale metalelor şi aliajelor. Editura tehnică, Bucureşti, 1968.
2. *Wünning, I* : Härterei technische Mitteilungen, nr. 29, 1974.
3. *Slonen, L., Sulonen, M.* : Härterei technische Mitteilungen, nr. 25, 1973
4. *Parchia, E.*, ş.a. : Tratamenti dei metalli, no. 6, 1972.
5. *Kaczala P., Peugeot, P. Y., Meynet, G.* : In : Revue de métallurgie, noiembrie, 1970.
6. * * * Lucrarea simbol MAI, 1966. ICPTSC.

CZ ; 621.785.53 ;620.178.1

Nitrurarea cu descărcări electrice în gaze, un nou procedeu de durificare superficială

Ing. Dumitru NIȚĂ – Întreprinderea de mașini-unelte și agregate (IMUA) – București

Printre procedeele industriale de creștere a durității stratului superficial al diferitelor părți ale organelor de mașini puternic solicitate la uzură și oboseală ciclică a început să se numere de la sfîrșitul deceniului trecut și nitrurarea cu descărcări electrice sau ionitrurarea, așa cum au definit-o licențiatorii procedeului. Datorită modului special de încorporare a azotului în stratul superficial al oțelurilor și fontelor se pot asigura proprietăți mecanice și tehnologice superioare nitrurării clasice, realizînd în același timp o productivitate de trei-patru ori mai mare. În cazul nitrurării cu descărcări electrice piesele se încălzesc direct prin bombardamentul ionilor pe suprafața lor, obținînd în felul acesta un randament energetic superior celui obținut prin cuptoarele clasice de încălzire cu rezistențe sau flacără. Se reduce atît energia necesară încălzirii pereților cuptorului cît și energia care se pierde prin izolație, iar consumul de amoniac de 15–20 de ori.

Instalația pentru realizarea nitrurării cu descărcări electrice în gaze (fig. 1) se compune din următoarele părți : cuptorul cu vid 1, partea de alimentare cu energie electrică 2, dispozitivul de reglare a descărcărilor 3, dozatorul de gaz pentru nitrurare 4, pompa de vid 5. Piesele de nitrurat 6 se suspendă în cuptor vertical izolate electric de pereții acestuia.

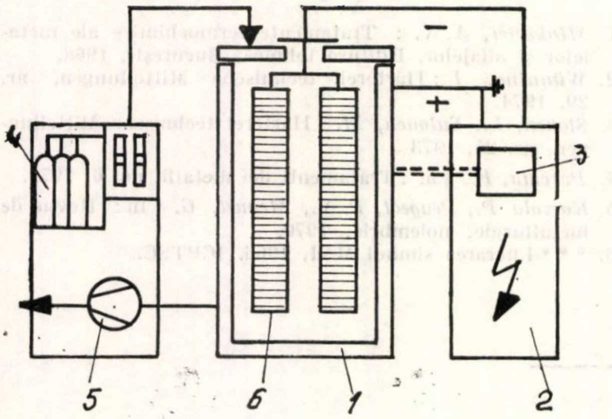


Fig.1. Instalația pentru realizarea nitrurării cu descărcări electrice în gaze.

Funcționarea instalației, după ce piesele au fost introduse în cuptor, începe cu vidarea cuvei pînă la presiuni mai mici de 1 torr, după care dozatorul de gaz începe alimentarea cu amoniac disociat (2 NH_3 catalitic $\cdots\rightarrow$ 3 H_2+N_2). În diferitele stadii ale procesului de ionitrurare pompa de vid și dozatorul de gaz asigură o presiune în cuvă cuprinsă între 0,1 și 5 torri.

Prin aplicarea unei tensiuni continue reglabile între cîteva sute și circa 1 500 de volți la piese care formează catodul și la cuva cuptorului care reprezintă anodul, se creează un cîmp electric a cărui acțiune acceleratoare face ca purtătorii elementari de sarcină electrică (electroni sau ioni) să capete o mișcare privilegiată. Purtătorii de sarcină accelerați prin căderea de tensiune dintre catod și anod produc ciocniri de speța I și II, care disociază moleculele gazului de tratare, ionizează atomii și moleculele, creînd continuu purtători de sarcini noi. Tensiunea aplicată nu scade liniar între peretele cuvei și piesă, așa cum se întîmplă în vidul înaintat, ci este foarte mult modificată prin sarcina spațială din fața piesei, astfel încît practic tensiunea totală aplicată scade numai cînd se ajunge la cîțiva milimetri înainte de suprafața piesei, așa cum se vede în figura 2. Această cădere de tensiune se numește cădere de tensiune catodică.

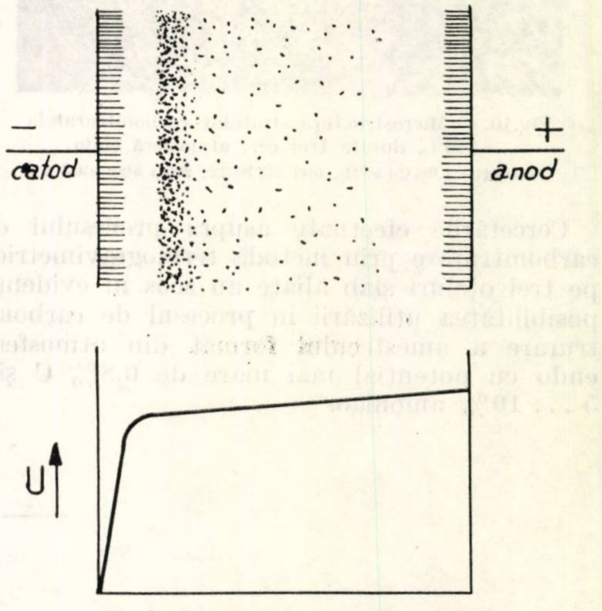


Fig.2. Căderea de tensiune catodică

Toate procesele de șoc și de ionizare importante pentru ionitrurare sînt limitate în această zonă îngustă a căderii tensiunii pe catod. Numai în această zonă se produce starea de plasmă a gazului de tratare, deci direct la suprafața pieselor, în timp ce în restul spațiului cuvei circulă gazul de tratare normal îmbogățit cu purtători de sarcini. Aceasta explică de ce tratamentul pieselor cu descărcări electrice luminiscente este independent de distanța între piesă și peretele cuptorului.

În figura 3 este reprezentată fotografia unui arbore cotit efectuată în timpul ionitrurării. Zona mai deschisă care urmărește conturul exterior al axului reprezintă zona căderii catodice, zona cu cel mai mare grad de ionizare a gazului de nitrurare, respectiv zona în care gazul se află în stare de plasmă, a patra stare în care se poate găsi materia.

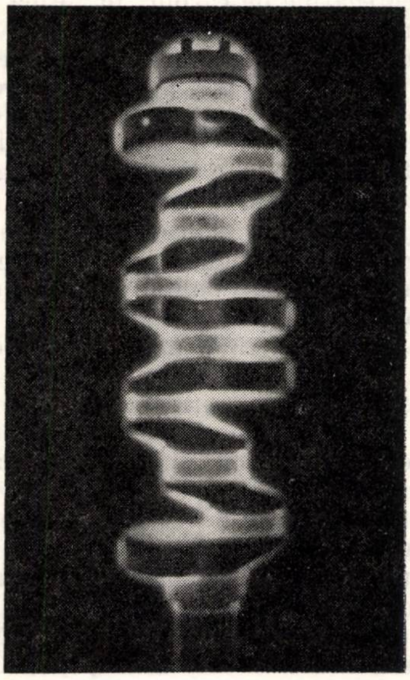


Fig.3. Arbore cotit fotografiat în timpul ionitrurării. Partea luminoasă reprezintă zona de maximă ionizare a gazului.

Aceasta înseamnă că toate suprafețele exterioare sînt expuse bombardamentului cu ioni în mod uniform și durificate. Sub acțiunea cîmpului electric, electronii sînt accelerați spre peretele cuvei (anod) și ionii pozitivi (H^+, N^+) în direcția piesei, iar la impactul cu suprafața energia lor de mișcare (E_{ion}) se transformă în căldură (E_{cal}) pentru încălzirea directă a pieselor și în energie de dislocare plus energie cinetică a particulelor dislocate ($E_{șoc}$) (fig. 4).

Prin această bombardare a suprafeței piesei cu ioni pozitivi de azot o parte a azotului din gazul de tratare pătrunde în suprafața piesei. În același timp mai există un alt proces prin care se încorporează o cantitate mai mare de azot in piesă, care depinde de atomii de fier dislocați din suprafața piesei. În imediata apropiere a suprafeței piesei atomii de fier se combină cu atomii de azot aflați acolo, produși prin procesele de șoc, formînd nitrură de fier FeN bogată în azot, care se depune pe suprafața piesei și se descompune acolo prin cedarea azotului în faze mai sărace în azot Fe_2N, Fe_3N și Fe_4N. O parte din azotul degajat difuzează în piesă și parțial în plasmă.

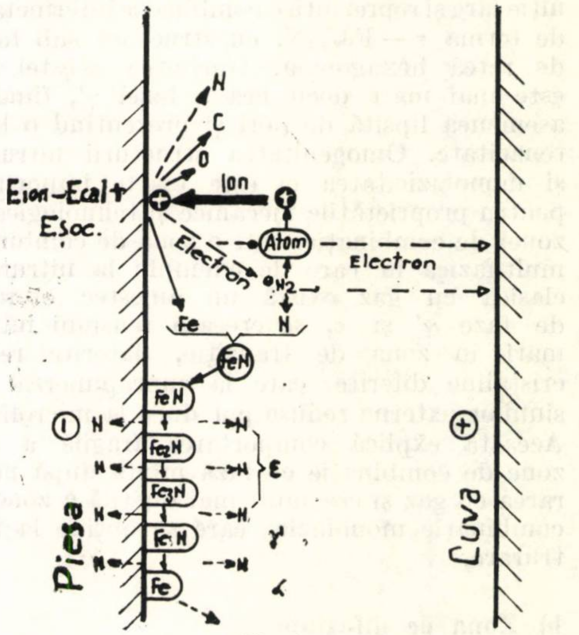


Fig. 4.

Fenomenul de dislocare (pulverizare) este esențial pentru ionitrurare, putînd fi dirijat corespunzător parametrilor de lucru : presiunea gazului, tensiunea aplicată și compoziția gazului.

Astfel, prin aplicarea unei tensiuni mai mari se poate realiza un grad înalt de pulverizare, ceea ce este foarte important, în special pentru producerea zonelor de legătură foarte subțiri. Printr-o presiune mai mare a gazului de tratare se mărește considerabil probabilitatea de șoc și astfel și redifuziunea. În acest mod se pot obține zone de combinații mai groase.

În afară de atomi metalici sînt pulverizați din suprafața piesei și atomi ai elementelor nemetalice ca azotul, carbonul și oxigenul. Astfel, se realizează în ceea ce privește oxigenul o depasivare a piesei. Gradul de pulverizare reglabil și compoziția reglabilă a gazului de tratare au o influență esențială asupra structurilor periferice de ionitrurare. În acest mod se pot obține straturi definite cu proprietăți mecanice speciale :

a) Zona de combinație

Structura zonei de combinație este reglată prin conținutul de carbon al gazului de tratare. Astfel, la un gaz fără carbon se formează o zonă de combinație monofazică cu o grosime maximă de 8 μ m. Această fază reprezintă o combinație intermetalică de forma $\gamma' - Fe_4N$ și are o rețea cubică cu fețe centrate. Duritatea acestei zone este foarte ridicată, și datorită lipsei de porozități prezintă o bună ductilitate.

Prin adăugarea unei cantități de 0,5% de atomi de carbon în atmosfera de ionitrurare se formează o zonă de combinație monofazică cu o grosime care poate fi reglată pînă la 30 μm. Această fază are un domeniu de definiție larg și reprezintă o combinație intermetalică de forma $\varepsilon - Fe_{2\div3}N$, cu structură sub formă de rețea hexagonală. Duritatea acestei faze este mai mare decît cea a fazei γ', fiind de asemenea lipsită de pori și prezentînd o bună tenacitate. Omogenitatea structurii nitrurilor și monofazicitatea ei este foarte importantă pentru proprietățile mecanice și tehnologice ale zonei de combinație. Într-o zonă de combinație multifazică în care de exemplu la nitrurarea clasică cu gaz există un amestec eterogen de faze γ' și ε, se creează tensiuni interne mari în zona de tranziție, datorite rețelei cristaline diferite, care la suprapunerea tensiunilor externe reduse pot duce la microfisuri. Aceasta explică comportarea fragilă a unei zone de combinație cu fază mixtă după nitrurarea cu gaz și cea mult mai ductilă a zonei de combinație monofazice care se obține la ionitrurare.

b) Zona de difuziune

Influența parametrilor regimului de lucru, reglabili în descărcarea luminiscentă nu se limitează numai la zona de combinație. Datorită procesului de pulverizare și compoziției gazului de tratare poate fi influențată pozitiv structura zonei de difuziune care urmează zonei de combinație și anume, printr-o reducere a conținutului de carbon la suprafața grăunțelor din apropierea suprafeței exterioare. Această reducere a conținutului de carbon care se produce în același timp cu încorporarea azotului se face prin pulverizarea parțială a carbonului de pe suprafață. După nitrurarea clasică în gaz a oțelurilor de îmbunătățire se observă totdeauna la limitele granulației austenitice segregații ale anumitor combinații intermetalice de carbonitruri de forma ε. Aceste segregații au o influență negativă asupra proprietăților mecanice ale stratului superficial nitrurat, ele ducînd la creșterea fragilității stratului și deci trebuie evitate. Evitarea formării lor în cazul procedeului clasic de nitrurare practic nu este posibilă.

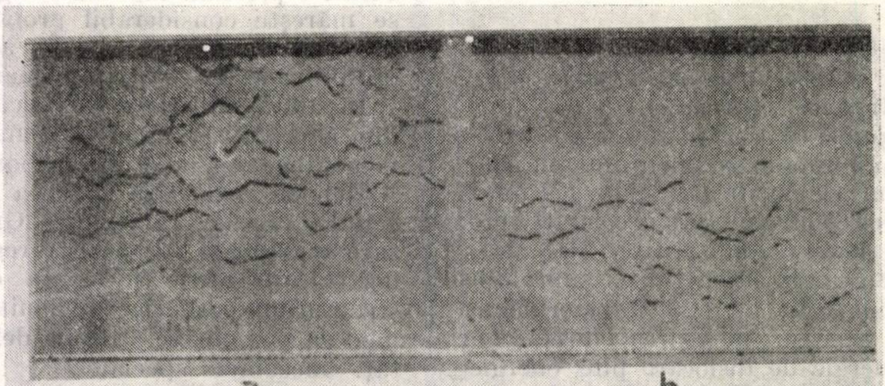


Fig. 5. x — 200. Punerea în evidență a segregațiilor de carbonizare la limita grăunțelor

În figura 5 se arată microstructura oțelului de îmbunătățire 32 CrMo V 1 210, (a) nitrurat prin procedeul clasic în gaz și (b) ionitrurat. Se observă că în cazul nitrurării clasice cresc segregațiile de carburi în formă de rețea, continuu spre zona de combinație. În cazul ionitrurării cu procent mare de pulverizare pe o zonă de circa 100 μm. grosime, către zona de combinație lipsesc complet separările de carburi. Proprietățile mecanice ale stratului ionitrurat în acest fel sînt foarte bune. Astfel, s-a demonstrat în mod experimental că la nitrurarea clasică difuziunea azotului se face cu preponderență de-a lungul limitelor de granulație cu o creștere a carbonitrurilor, în timp ce la ionitrurare cea mai mare parte a azotului difuzează prin rețeaua cristalină. Aceasta explică și scăderea timpului efectiv al ciclului de nitrurare în cazul ionitrurării.

Din încercările mecanice la torsiune care s-au făcut pe epruvete nitrurate în gaz și epruvete ionitrurate, la aceeași grosime de strat și aceeași duritate, se constată că epruvetele care au fost ionitrurate prezintă o ductibilitate mult mai bună decît acelea nitrurate prin procedeul clasic în gaz (fig. 6).

Așa cum se vede din această figură unghiul de torsiune maxim efectuat pînă la apariția primelor fisuri, în cazul nitrurării clasice este de 25°, iar în cazul ionitrurării de 97°. De asemenea, prin încercările experimentale s-a constatat că rezistența la oboseală și rezistența la coroziune sînt superioare în cazul ionitrurării față de cele obținute prin nitrurare clasică.

La IMUA — București a fost pusă în funcțiune o instalație de ionitrurare avînd puterea de 150 kW, iar dimensiunile utile ale cuvei de

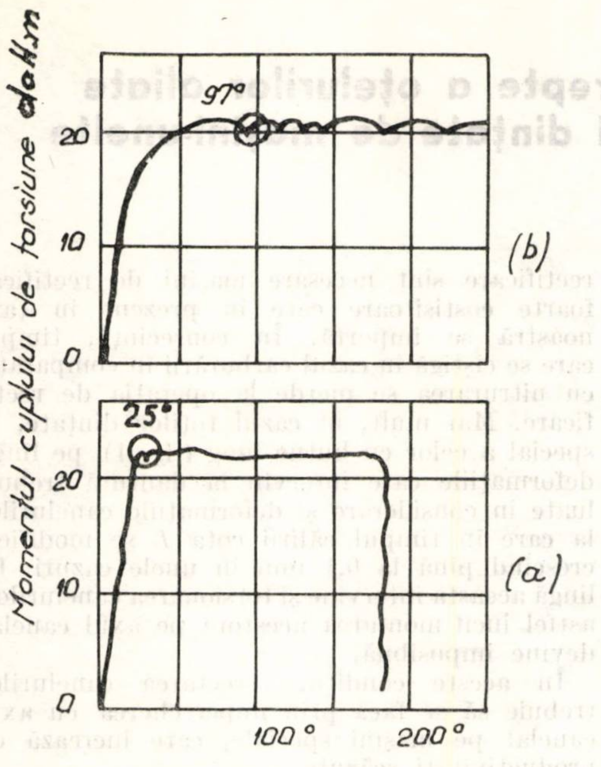


Fig. 6. Determinarea unghiului de torsiune la care apare prima fisură

a – nitrurare clasică; b – ionitrurare

Ø 750 × 4 500. Asemenea instalație a fost importată de la firma Klöckner – R. F. Germania.

În figura 7 se arată vederea generală a instalației, așa cum a fost amplasată la IMUA – București.

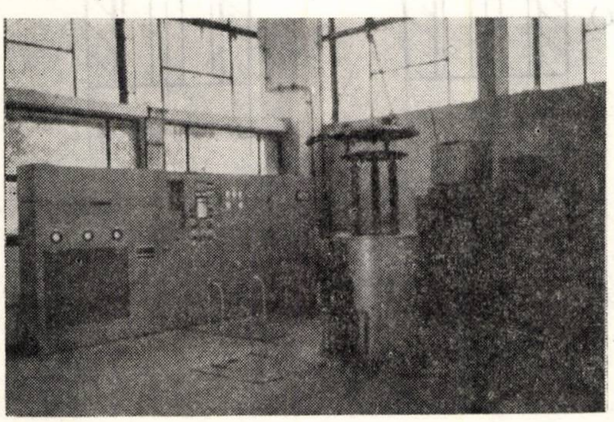


Fig. 7. Vedere generală a instalației de ionitrurare montată la IMUA – București.

În partea centrală a fotografiei din figura 7 se vede cuptorul propriu-zis, iar deasupra acestuia se află piesele suspendate în dispozitivul de șarjare. Dispozitivul de șarjare la rîndul său este agățat de capacul de etanșare al cuptorului. În partea stîngă a fotografiei se vede dozatorul și disociatorul de gaz pentru ionitrurare. În continuare, se află panoul de comandă și panoul de forță. În partea dreaptă a cuptorului, așa cum se vede pe fotografie, se află amplasat transformatorul de putere care transformă tensiunea de alimentare de la 380 V la maxim 1 500 V.

În figura 8 se vede cuptorul fotografiat în prim plan.

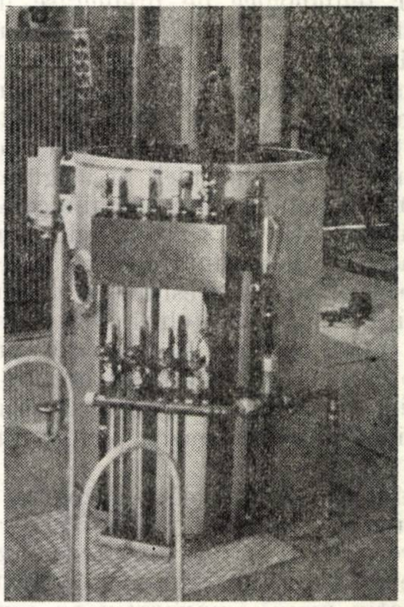


Fig.8. Detaliul cuptorului de ionitrurare și instalația de răcire

Conductele și cutia de colectare, care se văd foarte bine în fotografie, fac parte din instalația de răcire cu apă a cuvei cuptorului în timpul lucrului. Așa cum s-a arătat mai sus, energia termică produsă prin bombardamentul ionilor pozitivi pe suprafața pieselor supuse tratamentului este absorbită în cea mai mare parte de acestea. Cantitatea mică de căldură care ajunge la pereții cuvei cuptorului este eliminată prin apa de răcire care circulă pe toată generatoarea cuvei, executată din pereți dubli. De asemenea, sînt răcite capacul cuptorului cît și fundul.

Datorită noului principiu de funcționare, cuptorul nu mai este prevăzut cu ventilatoare pentru omogenizarea temperaturii și nici cu zidărie pentru izolație termică.

CZ: 621.785.53; 669.14; 621.833;621.9

Nitrurarea gazoasă în trepte a oţelurilor aliate de îmbunătăţire pentru roţi dinţate de maşini-unelte

Ing. Dumitru NIŢĂ; ing. Marcel POPESCU — IMUA - Bucureşti

Fabricaţia roţilor dinţate reprezintă o problemă încă nerezolvată, atît din punct de vedere al calităţii oţelurilor adoptate pentru construcţia lor cît şi din punct de vedere al soluţiilor tehnologice de prelucrare mecanică, al tratamentelor termice şi termochimice. La fabricaţia roţilor dinţate pentru maşini-unelte se cere să se obţină în final o dantură cu un profil corect realizat în toleranţe şi limite de precizie foarte restrînse (de ordinul micronilor), cu un minim de cheltuieli şi asigurarea prin tratamentele termice şi termochimice aplicate a unei durabilităţi în serviciu cît mai mare. Majoritatea roţilor dinţate care funcţionează la viteze periferice şi presiune pe dantură mari se execută fie din oţeluri de îmbunătăţire, tratate superficial cu flacără sau prin CIF, fie din oţeluri de cementare carburate şi călite. Mai puţin se foloseşte tratamentul termochimic de nitrurare în mediu gazos pentru durificarea danturii roţilor dinţate.

Deşi nitrurarea în mediu gazos nu este un procedeu nou, sînt încă reţineri pentru extinderea procedeului la roţi dinţate, pentru motivul că se realizează grosimi mici de strat într-un timp relativ mare, comparativ cu carburarea, fapt care în mod aparent duce la prelungirea ciclului tehnologic de fabricaţie.

Astfel, faţă de carburare, unde viteza de difuziune este de 1—1,5 ore pentru o grosime de strat în medie de 0,1 mm, la nitrurarea clasică (izotermă) se realizează în medie 0,1 mm în treisprezece ore, la temperatura de 510° C. Prin procedeul de nitrurare în două trepte se realizează în medie o grosime de strat de 0,1 mm în şase la şapte ore. Aşadar, timpul efectiv de nitrurare în două trepte scade cel puţin la jumătate faţă de nitrurarea clasică. Avantajul mare pe care-l reprezintă însă procedeul de durificare superficială prin nitrurare este faptul că deformaţiile în final sînt incomparabil mai mici faţă de cele ce apar la carburare. De asemenea, datorită faptului că nitrurarea în mediu gazos se face în domeniul de temperaturi cuprins între 500 şi 600° C într-o atmosferă de amoniac, nu are loc degradarea suprafeţelor active prin oxidare, excluzînd astfel operaţiile de rectificare a danturii.

În cazul carburării şi călirii necesitatea rectificării este inevitabilă atît pentru corectarea deformaţiilor ce au loc la călire cît şi pentru îmbunătăţirea rugozităţii şi a durabilităţii suprafeţelor active. Pentru operaţia de rectificare sînt necesare maşini de rectificat foarte costisitoare care în prezent în ţara noastră se importă. În consecinţă, timpul care se cîştigă în cazul carburării în comparaţie cu nitrurarea se pierde la operaţia de rectificare. Mai mult, în cazul roţilor dinţate, în special a celor cu butuc lung (fig. 1), pe lîngă deformaţiile care intervin la dantură trebuie luate în considerare şi deformaţiile canelurilor la care în timpul călirii cota L se modifică, crescînd pînă la 0,1 mm în unele cazuri. Pe lîngă aceasta intervine şi torsionarea canelurilor, astfel încît montarea acestora pe axul canelat devine imposibilă.

În aceste condiţii, corectarea canelurilor trebuie să se facă prin împerecherea cu axul canelat pe maşini speciale, care lucrează cu productivităţi scăzute.

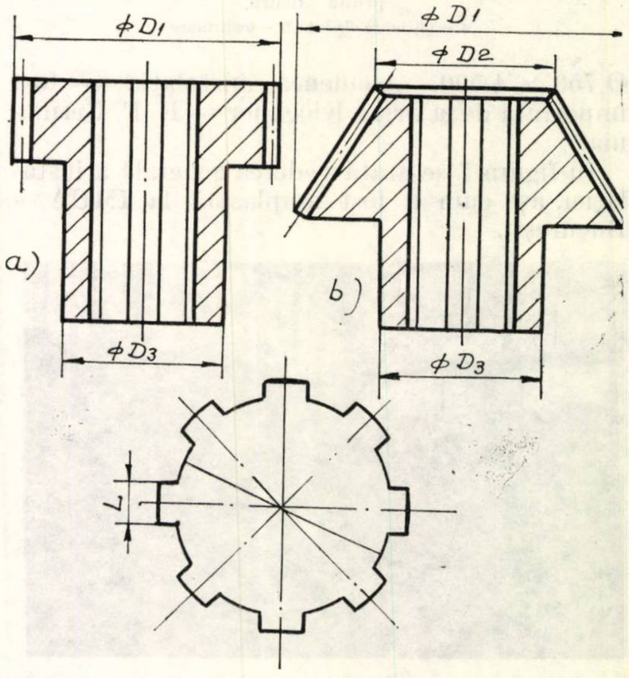


Fig.1. Rectificarea roţilor dinţate cu butuc lung

Toate aceste inconveniente care nu pot fi evitate în cazul procesului tehnologic de carburare şi călire a roţilor dinţate se pot elimina parţial sau chiar total prin aplicarea durificării superficiale prin nitrurare în mediu gazos. În mod practic s-a constatat că grosimile de strat care se realizează la nitrurare, mai mici în comparaţie cu cele obţinute la carburare, pot asigura buna funcţionare chiar la viteze mai mari de 100 m/s, presiunea normală pe flanc de 45—55 daN/mm^2 şi pentru un factor $k = 200 - 300$ [1]. Forţa portantă a roţilor dinţate cu dantura nitrurată este mai mare decît a acelora călite prin CIF şi are aceeaşi mărime cu cele carburate [2].

Avînd în vedere inconvenientul principal care a făcut ca nitrurarea să nu se extindă decît în acele cazuri unde carburarea sau carbonitrurarea nu se puteau aplica, prin această lucrare se urmăreşte obţinerea unui strat nitrurat cu duritate superficială care satisface condiţiile tehnice impuse în documentaţia tehnică constructivă a roţilor dinţate.

Pentru compararea rezultatelor durităţii şi profunzimii de strat obţinute la nitrurarea în trepte cu nitrurarea izotermă s-au făcut in paralel probe prin ambele procedee. Parametrul care s-a menţinut constant a fost grosimea de strat. În ambele cazuri s-a urmărit realizarea unei grosimi de strat de 0,6 mm.

Nitrurarea probelor s-a efectuat în condiţii industriale pe epruvete din patru mărci de oţeluri aliate de construcţii : STAS 791—66 : 41 MoCN 11, 41 V MOC 17, 34 MOCN 15 şi 30 MoCN 20.

Nitrurarea izotermă s-a făcut după regimul tehnologic prezentat în figura 2.

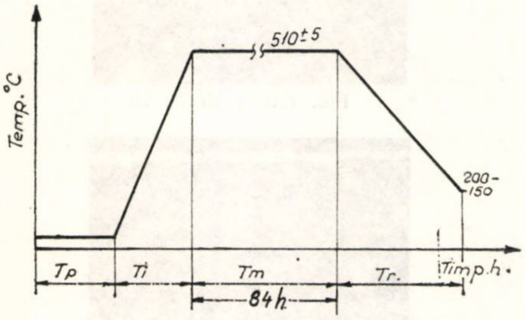


Fig. 2. Diagrama regimului de nitrurare izotermă

Ciclul de nitrurare izotermă cuprinde următoarele faze :

- T_p timpul de purjare a aerului din cuvă după ce piesele au fost introduse în cuptor, fază care durează circa patru ore ;
- T_i timpul de încălzire a cuptorului, împreună cu piesele pînă la temperatura de regim, cu o durată de patru ore ;
- T_m — timpul de menţinere la temperatura de regim sau timpul efectiv de nitrurare, cu o durată de 82 de ore la 510°C ;
- T_r — timpul de răcire a şarjei în cuptor pînă la temperatura de 200 — 150°C ;.

Ciclul de nitrurare izotermă pentru grosimea de strat de 0,6 mm este de 120 de ore. Gradul de disociere al amoniacului menţinut pe toată perioada de nitrurare a fost de 25—30% la un debit de amoniac de 2,5—2,8 m^3/h.

În figura 3 se arată variaţia microdurităţii în profunzimea stratului nitrurat pentru cele patru mărci de oţeluri. Se constată că în cazul nitrurării izoterme oţelul 34 MoCN 15 prezintă cea mai mare duritate superficială (830 HV 0,100) după care urmează 41 MoCN 11 cu 724 HV 0,100 şi apoi 41 VMoC17 cu 707 HV 0,100. Urmărind variaţia durităţii în stratul nitrurat se vede că adîncimea stratului nitrurat este de 0,7—0,8 mm faţă de grosimea de 0,6 mm măsurată macroscopic pe proba atacată.

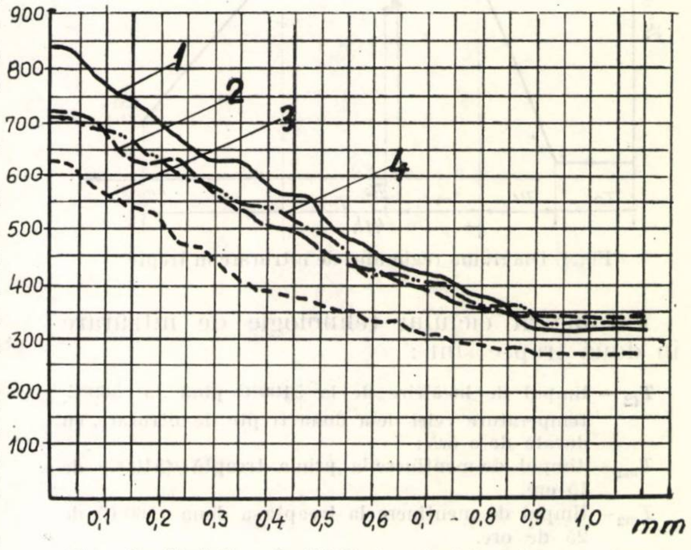


Fig. 3. Variaţia durităţii în stratul nitrurat izoterm 1.34 MoCN 15 ; 2.41 MoC 11 ; 3.30 MoCN 20 ; 4.41 VMoC 17

În cazul nitrurării în trepte, prima treaptă după indicaţiile din literatura de specialitate trebuie să se menţină în intervalul de temperaturi de 500—530° C, iar a doua treaptă la 560—630° C [3].

Sensul regimurilor combinate de nitrurare constă în următoarele : în perioada iniţială a procesului trebuie să se formeze un strat dur bogat în nitruri. Timpul de menţinere la temperatura de regim în prima treaptă se alege în aşa fel încît să se încheie perioada de saturare moleculară superficială cu azot. Practic o perioadă de menţinere de minimum douăsprezece ore este suficientă pentru prima treaptă. Gradul de disociere în cazul nitrurării în trepte poate varia pentru prima treaptă între 20 şi 30%, iar pentru treapta a doua între 50 şi 65%. Ridicarea gradului de disociere în treapta a doua a procesului de nitrurare în două trepte duce la micşorarea reţelei de nitruri şi a grosimii fazei ε sau chiar la dispariţia ei totală, şi în consecinţă la creşterea tenacităţii stratului superficial. Eliminarea fazei bogate în azot se datoreşte în primul rînd renitrurării prin interacţiunea azotului fazei ε cu hidrogenul fazei gazoase. Mai recent, pentru eliminarea unor procese nedorite care apar în cea de-a doua treaptă de nitrurare din cauza produselor de disociere în cantitate mai mare, se foloseşte un amestec de amoniac şi azot în proporţia de 20—30% amoniac şi restul azot, cu un conţinut de oxigen pînă la 0,6%. În cazul prezentei lucrări nitrurarea s-a făcut în amoniac nediluat, deoarece s-a urmărit numai grosimea stratului nitrurat. Ciclul tehnologic de nitrurare în trepte s-a efectuat după cum se vede în figura 4.

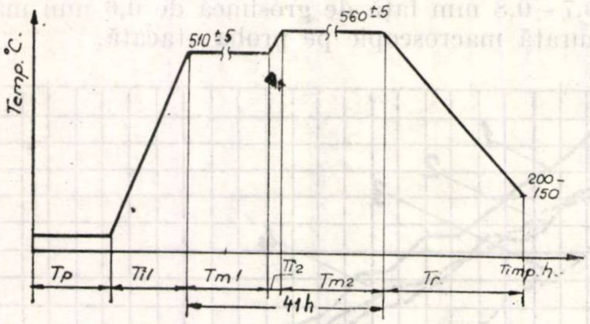


Fig.4. Diagrama regimului de nitrurare în trepte

Parametrii ciclului tehnologic de nitrurare în două trepte sînt :

$T_{î2}$ — timpul de încălzire de la 5100°C pînă la 560°C, temperatura celei de-a doua trepte de nitrurare, cu durata de o oră ;

T_{m1} — timpul de menţinere la prima treaptă (510°C) de 15 ore.

T_{m2} — timpul de menţinere la treapta a doua (560°C) de 25 de ore.

În figura 5 se prezintă variaţia durităţii în adîncimea stratului nitrurat pentru probele nitrurate în două trepte.

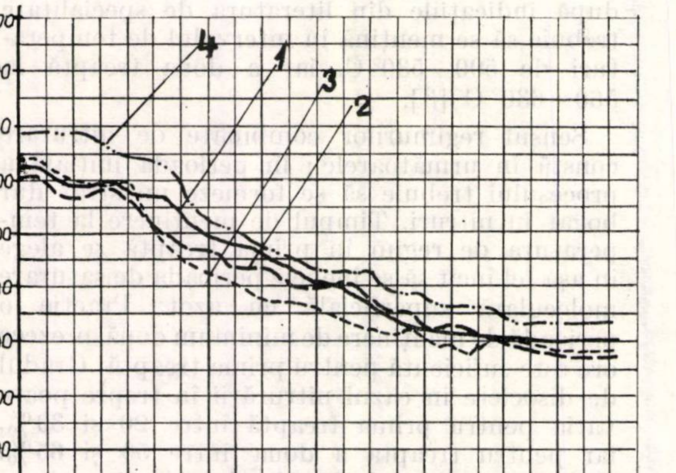


Fig.5. Variaţia durităţii în stratul nitrurat în trepte 1.34 MoCN 15 ; 2.41 MoC 11 ; 3.30 MoCN 20 ; 4.41 VMoC 17

Aşa cum se vede în figura 5, la oţelul 41VMoC17 s-a obţinut duritatea superficială cea mai mare 650 HV 0,100, echivalentă cu 57,5 HRC, după care urmează 34 MOCN15 cu 627 HV 0,100.

Analizînd microstructura stratului superficial nitrurat în cazul nitrurării izoterme (fig. 6 a, b, c, d) se constată o grosime de strat alb de 0,007 mm la oţelurile 41VMOC17 şi 34MOCN20. Grosimea stratului alb fiind mică, sub 0,01 mm nu prezintă pericolul de distrugere a flancurilor danturii prin fenomenul de pitting.

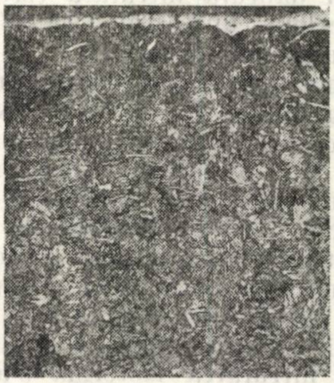


Fig. 6.a. MoC 11

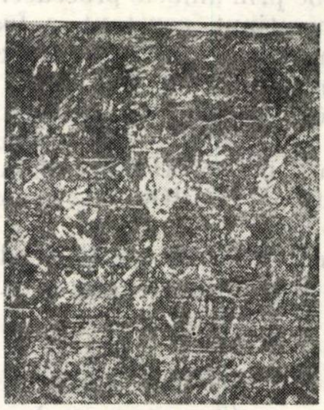


Fig. 6.b.34 MoCN 15

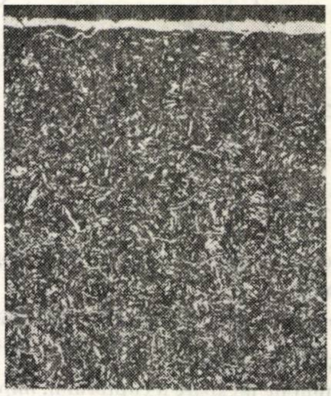


Fig. 6.c.30 MoCN 20

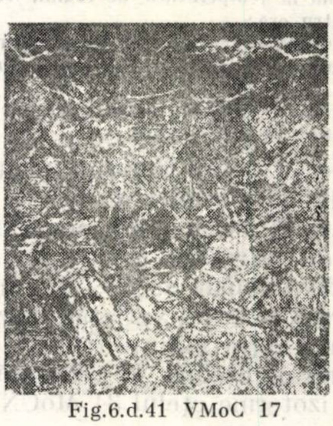


Fig.6.d.41 VMoC 17

În figura 7 a, b, c, d se văd microstructurile stratului nitrurat de la probele nitrurate în trepte. Din analiza acestora se constată că la oţelul 41VMOC17 nu a apărut strat alb faţă de oţelurile 41MOC 11 şi 30MoCN20, la care grosimea de strat alb ajunge pînă la 0,01 mm. Duritatea stratului superficial la probele nitrurate în trepte cît şi variaţia acestuia în profunzime în special la oţelul 41 VMoC 17, recomandă introducerea în fabricaţie a roţilor dinţate confecţionate din acest oţel aliat de îmbunătăţire nitrurat în trepte. Prin aceasta se demonstrează în mod practic că se pot fabrica roţi dinţate în condiţii mai economice decît cele realizate prin carburare. Valoarea utilajelor şi a instalaţiilor pentru carburare este mult mai mare decît a celor necesare pentru nitrurare ; astfel, se apreciază că investiţiile necesare sînt de două-trei ori mai mari.

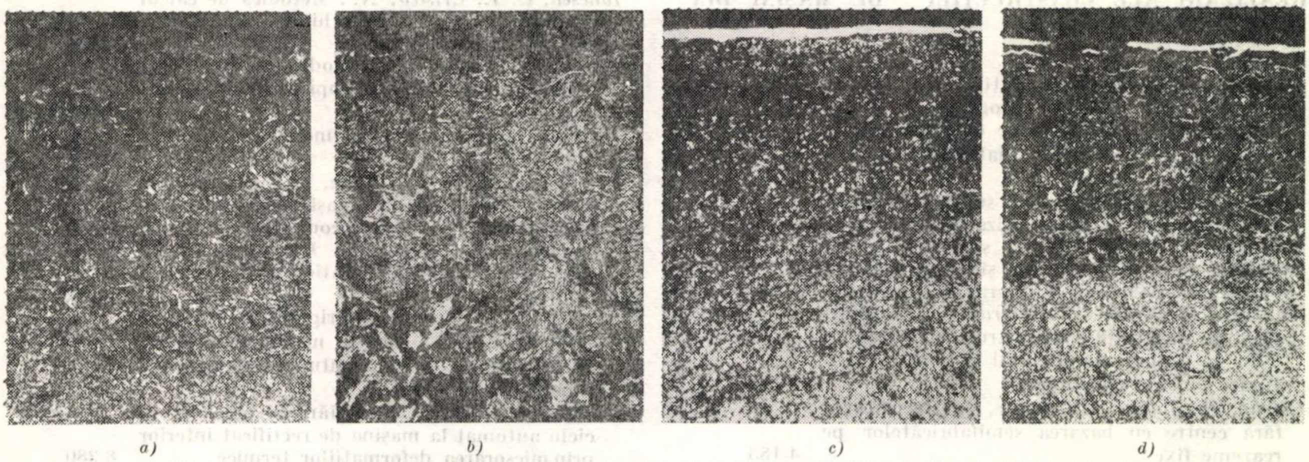


Fig. 7.(a, b, c, d) x 266 a—34 MoCN 15 ; b—41 MoC 11 ; c—41 VMoC 17 ; d—30 MoCN 20

De asemenea, se poate face o mare economie la piesele de schimb necesare la generatoarele de atmosferă endo şi cuptoarele cu tuburi radiante. O economie importantă se obţine prin gazul metan folosit pentru încălzire şi producerea atmosferei controlate. Trebuie ţinut în special seama de faptul că gazul metan este tot mai preţios pentru industria chimică pentru care constituie o materie primă naturală de neînlocuit. Utilizarea propanului la carburare în loc de gaz metan este o problemă mai dificilă.

Din literatura de specialitate şi din practică s-a dovedit că roţile dinţate nitrurate au o rezistenţă la uzură precum şi la oboseală mai bune decît cele carburate. În concluzie, roţile dinţate din oţel de îmbunătăţire aliat, nitrurate, prezintă o durabilitate în serviciu mai mare.

La proiectarea acestor roţi dinţate se pot adopta coeficienţi de siguranţă cu valori minime pentru dimensionarea geometriei danturii, aceasta avînd drept consecinţă reduceri de metal şi manoperă importante. Nitrurarea în trepte se face cu aceleaşi utilaje şi în aceleaşi condiţii ca şi nitrurarea izotermă, deci nu cere prescripţii tehnologice suplimentare şi nici condiţii speciale de tehnica securităţii şi de protecţia muncii.

BIBLIOGRAFIE

1. *Wahl, C.G.* — Nitrurarea angrenajelor mari : In : Bulletin technique du bureau ,,Veritas'', 44, nr. 10, octombrie 1962, p. 181 — 185.
2. *Feltkamp, K.* — Cercetări privind capacitatea portantă a piciorului dintelui în cazul roţilor dinţate cilindrice durificate. În : ,,Industrie Anzeiger'', Nr. 59, 23 iul. 1959, p. 1365 — 1368.
3. *Iurghenson, A. A.* — Azotirovanie v energomaşinostroienia, Moskva, 1962.

SUMAR ANUAL PE PROBLEME

Anul 27, 1975

REALIZĂRI ALE CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI DIN ROMÂNIA

Nr. pag.

Dobrescu, Gr. : Unele consideraţii privind aplicarea metodei figurilor tehnologice la studiul macroscopic al fenomenelor de curgere a metalului în cazul pieselor matriţate din aliaje de aluminiu 1/50

Drăgănescu, D. : Stand pentru sudarea termocuplelor miniatură pentru realizarea sudării prin puncte a plăcilor de tablă şi a sîrmelor cu grosimi de la 0,5 la 1,5 mm şi pentru sudarea cu arc electric în curent alternativ monofazat 1/47

Târu, E., Teodorescu, M., Rotaru, G. : : Cercetări privind influenţa microstructurii oţelului OLC 45 asupra momentului şi forţei la danturare cu freza-melc modul 4/181

Coman, Gh., Badea, V., Năstase, D. : Rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe 4/183

Stanciu, D., Lazăr, I. : Călirea prin inducţie a fusurilor arborilor cotiţi 4/177

Barbu, Gh. : Cilindru de închidere al crucii de Malta care nu prezintă pericol de blocare 1/50

PRELUCRAREA METALELOR PRIN AŞCHIERE : MAŞINI-UNELTE, SCULE

Rusu, Şt. : Coeficienţi de însumare în metoda probabilistică de calcul al adaosurilor de prelucrare în construcţia de maşini 9/444

Vlase, A. : Consideraţii asupra deformaţiilor plastice la aşchierea oţelurilor inoxidabile în lumina teoriei dislocaţiilor 9/460

Brăgaru, A., Popescu, I. : Influenţa dispozitivului de orientare şi fixare a sculei asupra preciziei de prelucrare în sistemul tehnologic elastic 1/19

Neagu, C., Bădescu, Gh. : Prelucrarea suprafeţelor sferice prin strunjire şi frezare 9/450—459

Pay, Eug. : Asupra corelaţiei dintre erori la prelucrarea cu freza melc-modul 9/462

Elekeş, C. : Precizări cu privire la tolerarea, executarea şi controlul filetelor trapezoidale de precizie pentru maşini-unelte 8/426

Băncilă, A. : Stadiul actual şi tendinţele în dezvoltarea producţiei de maşini-unelte pe plan mondial şi în ţara noastră 8/361

Rusu, Şt. : Influenţa parametrilor structurali şi a componentelor forţei dinamice de aşchiere asupra valorilor pragului de stabilitate 8/415

Rusu, Şt., Cornea, T. : Utilizarea calculatoarelor numerice pentru determinarea valorilor pragului de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte 9/478

Rusu, Şt. : Asupra stabilităţii sistemului dinamic neliniar al maşinilor-unelte la aşchierea materialelor tenace 8/409

Rusu, Şt. : Metodă teoretică şi experimentală de investigare a proprietăţilor de stabilitate la autovibraţii ale sistemului dinamic al maşinilor-unelte 8/422

Guja, N. : Unele probleme privind calculul acţionării maşinilor-unelte 8/434

Hâncu, D., Dumbravă, M., Atanasiu Draga : Criterii de calcul şi optimizare ale reazemelor hidrostatice pentru arborii principali ai maşinilor-unelte 8/385

Ionescu, C. I., Cristea, N. : Metodica de calcul şi optimizare a ghidajelor hidrostatice pentru maşini-unelte 8/389

Duca, M., Drăgan, V. : Metode de cercetare a sistemelor hidraulice de copiere ale maşinilor-unelte 8/395

Baştiurea, Gh. : Comanda numerică a maşinilor-unelte. 8/364

Sandu, A., Gornic, C., Cirţu, D. : Factori care influenţează precizia maşinilor orizontale de alezat şi frezat cu comandă numerică 8/375

Georgescu, M., Stoica, S. : Determinarea pe calculator a rigidităţii statice a unei maşini de frezat 8/406

Verzea, D. : Dependenţa rigidităţii statice a strungului SNA—400 de mărimea jocurilor cu ajustaje şi de momentul de strîngere a suportului portsculă 8/431

Ludig, M., Covrig, A. : Mărirea preciziei în ciclu automat la maşina de rectificat interior prin micşorarea deformaţiilor termice 8/380

Enache, Şt., Popescu, I. : Contribuţii privind generalizarea sculei aşchietoare 1/1

Vlase, A. : Durabilitatea sculelor la aşchierea oţelurilor inoxidabile 9/476

Dumitraş, C., Aelenei, M. : Contribuţii la studiul analitic al vitezei de aşchiere în raport cu parametrii geometrici ai sculei şi cu regimul de aşchiere 9/441

Abrudan, G. : Metodă generalizată de proiectare a sculelor prismatice destinate prelucrării pieselor cu profil riglat 1/3

Tîrziu, V. : Cercetări privind sudarea prin frecare a semifabricatelor pentru scule 1/27

Băltănoiu, M., Şontea, S., Chifu, C., Rusescu, Gh., Combei, T. : Folosirea aliajelor dure pentru prelucrarea prin aşchiere şi pentru scule cu grad înalt de uzură, la întreprinderea ,,Electroputere'' — Craiova 1/16

Elekeş, C. : Metodă rapidă de calcul şi de proiectare a tarozilor pentru filet metric cu ,,canale scurte şi suplimentare'' 1/7

Calea, Gh., Amza, Gh., Mircescu, I. : Metodă de profilare a flancurilor cuţitelor — roată de modul mic (m<1 mm) 1/12

Popescu, I. : Dispozitivul pentru prinderea sculei, factor al productivităţii şi al preţului de cost ale prelucrării în sistemul tehnologic 1/23

Elekeş, C. : Rezultate cu privire la optimizarea parametrilor şi aşchierea broşelor 9/469

PRELUCRAREA METALELOR PRIN DEFORMARE PLASTICĂ

Vasiliu, A. : Unele coordonate pentru o prognoză în domeniul prelucrării metalelor prin deformări plastice 12/572

Popescu, A. V., Consideraţii asupra efectului extruziunii la cald şi a tragerii la rece, prin prisma teoriei dislocaţiilor 12/598

Drăgan, I., Dragoş Eugen : Unele consideraţii asupra matriţării semifabricatelor turnate din fontă cu grafit sferoidal 12/587

Tripşa, I. : Problemele metalurgice ale asigurării lingourilor grele pentru forjarea pieselor de mare performanţă 12/566

Teodorescu, M., Ţâru, E., Popescu, Dr., Mihăilă, P.: Cercetări în vederea stabilirii presiunii şi forţei la extruziunea la rece a oţelului OLC 15 12/594

Mălureanu, I. : Cercetări experimentale privind influenţa vitezei de deformaţie asupra rezistenţei de deformare la cald la unele oţeluri carbon de calitate, folosite în construcţia de maşini 12/610

Drăgan, I., Canta, Tr. : Comportarea la deformare la cald a unor oţeluri inoxidabile rezistente la fluaj 12/578

Georgescu-Cocoş, Şt., Gugui, Ed., Alexe, V. : Măsurarea de precizie a temperaturii sub suprafaţa matriţei în timpul matriţării 12/601

Georgescu-Cocoş, Şt. : Mic comentariu privind matriţarea la cald a oţelului inoxidabil 22 VNbMoC 110 12/582

Georgescu-Cocoş, Şt. : Simularea curgerii metalului la matriţarea cu metoda „Replay" 12/584

Atanasiu, N. : Influenţa vitezei de prelucrare la deformarea plastică a metalelor printr-o matriţă conică 12/604

Drăgan, I., Popescu, A. V., Boer, N., Ghizdeanu, I., Herciu, I. : Influenţa reciprocă a temperaturii, vitezei şi a gradului de deformare asupra structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu 12/591

STUDII ŞI CERCETĂRI ÎN DOMENIUL SUDĂRII

Sălăgean, Tr., Safta, V. : Situaţia actuală şi dezvoltarea în perspectivă ale tehnologiilor de sudare şi control al îmbinărilor şi structurilor sudate 5/193

Raţiu, M., Szende Suzana : Despre durabilitatea la abraziune a încercărilor prin sudare cu electrozi înveliţi crom-mangan 11/525

Drăgulescu Doina, Coşariu, A., Mihnea, D: Metodă şi instalaţia de apreciere a tendinţei spre fisurare la cald a metalelor depuse prin sudare 11/535

Dehelean, D. M. : Optimizarea alegerii procedeelor de sudare 11/537

Anghelea, N., Matragoci, Cr. : Metode de distribuţie centralizată a acetilenei, oxigenului şi a amestecurilor de gaze pentru sudare 11/547

David, N. : Cercetări asupra tehnologiei de sudare cu arc electric de impuls 5/229

Schuld, Fr., Ungaru, I. : Aprecierea calităţii cusăturilor sudate în baza controlului cu ultrasunete 5/223

Flueraş, D. : Utilizarea maselor neechilibrate în rotaţii la încărcările ciclice ale metalelor 5/218

Raţiu, M., Schulz, T. : Cercetarea competitivităţii comportării elastice a oţelurilor 5/203

Cioclov, D., Şoflete, L. : Asupra determinării tensiunilor iniţiale prin metoda trepanării, în condiţiile apariţiei deformaţiilor plastice 5/211

Popescu-Castellin, N. D. : Încercarea statică şi dinamică la solicitarea de forfecare pură a îmbinărilor sudate 1/42

Morariu, Şt. : Despre durificarea zonei influenţate termic la oţelurile carbon şi slab aliate, cu rezistenţă la rupere de 370 . . . 520 N/mm^2 11/528

Drăgulescu Doina, Budău, V. : Cercetări privind apariţia fenomenului de destrămare lamelară în table din oţeluri româneşti 5/200

Popovici, Vl., Şontea, S. : Probleme de perspectivă privind realizarea construcţiilor sudate din aliaje de aluminiu 1/32

Manolache, M., Georgescu, V., Drugescu Elena : Rezultate experimentale privind proprietăţile mecanice ale îmbinărilor sudate ale unor aliaje de aluminiu în diferite stări de livrare 1/35

Drăgulescu Doina, Schulz, R. : Sudarea aliajului monel pentru utilaje destinate industriei chimice 1/38

Dumitrescu, T., Cuzmanovici, D. : Flux tehnologic de fabricaţie a vagonetelor de mină 5/231

Ilea, P., Farkaş, L. : Lipirea conexiunilor electrice pe şinele de cale ferată 11/554

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : Sudarea prin presiune la rece a elementelor componente ale condensatoarelor electrolitice 11/542

Buta Claudia, Lengenfelder, H. : Echipament de sudare cu energie înmagazinată a pieselor componente ale condensatoarelor electrolitice 5/216

Tringl, E. : Cercetare asupra sudării dintr-o singură parte a tablelor din oţeluri pentru construcţii navale 5/208

Coşariu, A., Mihnea, D. : Dispozitiv pneumatic cu prindere electromagnetică destinat sudării dintr-o singură parte a tablelor de oţel naval 11/552

Schulz, R. : Sudarea automată în mediu de bioxid de carbon a rezervoarelor de aer 11/555

ECHIPAMENTE HIDRO ŞI TERMOENERGETICE

Bilang, Al., Coste, Fl., Mateiaş, N. : Fabricaţia de echipamente hidroenergetice în Republica Socialistă România 7/298

Lupşiasca, C., Voia, I. : Aspecte privind concepţia şi realizarea turbinelor hidraulice de tip Francis în R.S. România 7/309

Bretan, D., Georgescu, A. : Turbine hidraulice de tip Kaplan realizate în R. S. România 7/314

Mandl, K., Marton, N., Avram, V., Voia, I. : Cercetări privind starea de solicitare la subansamblurile turbinelor hidraulice şi instalaţiilor aferente acestora 7/320

Onea, D. : Sisteme de reglaj automat a turaţiei pentru turbinele hidraulice fabricate în R. S. România 7/326

Brebenariu Rodica, Smoczer, I., Takacs, R. : Instalţii de vane de secţiune circulară proiectate la Institutul de cercetări şi proiectări pentru echipamente hidroenergetice (ICPEH) – Reşiţa 7/333

Vidraşcu, Vl., Campian, V. C. : Despre eforturile ce apar pe paletele aparatelor directoare 7/344

Balogh, E., Popăţ, I., Krieger, Fr. : Contribuţii la calculul şi proiectarea stavilelor segment şi a clapetelor destinate barajelor 7/348

Coste, F., Anghel, A., Fernengel, D. : Distribuitoare cu nervură interioară pentru centralele hidroelectrice de mare cădere şi putere din R. S. România 7/353

Cucoş, Z., Velciov Monica Analiza critică a soluţiilor constructive aplicate în proiectarea hidrogeneratoarelor la I.C.P.E.H. – Reşiţa şi evoluţia acestora în scopul creşterii fiabilităţii şi îmbunătăţirii indicilor lor tehnico-economici 7/357

Diamantstein, P., Melinte, T. : Generator de semnale specializat pentru verificarea regulatoarelor de la turbinele de mare putere 10/510

Răsvan, Vl. : Analiza comparativă a regulatoarelor multiple autonome şi neautonome de la turbinele cu abur 10/507

Slăvescu, M., Butaru, A., Cocaranza Gabriela : Caracteristicile funcţionale ale unei clapete de reţinere pentru turbinele cu abur 10/487

Andreescu, D., Mărăcineanu, I., Doncea, M., Buleac, Paula : Comparaţie între valorile calculate teoretic şi cele experimentale ale pierderilor de profil ale paletelor turbinelor cu abur 10/491

Nistor, I., Coroiu, C., Minea, I., Dragoş. L. : Cercetări privind arderea combustibililor solizi inferiori în strat fluidizat 10/485

Nistor, I., Macarie, E., Nibeleanu, Şt., Popescu, N., Mircea, I., Dămăceanu, E. : Cercetări privind utilajele pentru desprăfuirea electrostatică a gazelor industriale 10/513

Hay, P., Curiac, G., Iacob, A., Duduleanu, S., Sabău,-P. : Utilizarea benzilor electroizolante din producţia indigenă la sistemele de izolaţie pentru maşinile de mare putere proiectate de ICEPT — Bucureşti 10/496

Tătaru, N. N. : Sistem optimal-adaptiv cu regulator PID 10/500

UTILAJ PETROLIER

Cristea, V. : Realizări în domeniul utilajului petrolier construit în R. S. România 2—3/94

Constantinescu, D. : Despre activitatea de tipizare a Institutului de proiectări şi cercetări pentru utilaj petrolier (I.P.C.U.P.) în domeniul sapelor cu role pentru foraj 2—3/103

Grădişteanu, I. : Pompe de foraj de construcţie modernă 2—3/109

Peligrad, N. : Evoluţia transmisiilor hidrodinamice în utilajul petrolier 2—3/98

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I. : O repartizare a soluţiilor în deplasări pentru ecuaţiile elastodinamicii 2—3/114

MIJLOACE DE TRANSPORT RUTIER

Petrescu, N. : Preocupări pentru dezvoltarea industriei constructoare de autovehicule şi tractoare din România 6/237

Popescu, S. : Modelarea transmisiei autovehiculelor în vederea studiului pe calculatoare a fenomenelor dinamice 6/247

Zamfirescu, M., Coşală, Fl., Seitz, N. : Cercetări experimentale efectuate asupra mecanismelor şi aparatelor de frînare în condiţii de laborator 6/262

Miulescu, P. : Asupra elasticităţii danturii angrenajelor cilindrice cu dinţi drepţi cu profil evolventic 6/251

Bejan, C. : Corelarea duratelor de funcţionare ale subansamblurilor autovehiculelor. Aspecte ale corelaţiei 6/298

Mitrache, M. : Frecvenţele proprii şi forma oscilaţiilor de tensiune în transmisia unui autovehicul cu tracţiune „totul faţă" sau „totul spate" 4/162

Stoicescu, A. P. : Asupra criteriilor de apreciere a maniabilităţii automobilului 4/146

Mitrache, M., Milata, M. : Mijloace de încercare realizate prin autodotare pentru piesele şi subansamblurile de autoturism 4/138

Hoffmann, V., Untaru, M., Şerbănoiu, V. : Probleme de încălzire la autobuze 4/167

Erlicz, I,. Nagy, T., Bejan, C. : Studiul fiabilităţii sistemului de direcţie al autocamioanelor 4/150

Giurcă, O., Vasu, O. : Aspecte ale studiului spectrului de vibraţii al autovehiculelor, corelat cu dinamica scaunului (la autocamioane) 6/270

Seitz, N., Beşliu, E., Kapitany ,L. : Comportarea autobasculantelor la stabilitate laterală 6/290

Petrescu, N. : Metodă pentru măsurarea eforturilor în transmisiile maşinilor terasiere în regim tranzitoriu 6/295

Stanciu, I. : Regimul termic al ambreiajelor cu frecare, răcite cu ulei (la transmisiile utilajelor de construcţie) 6/278

Stanciu, I. : Contribuţii la realizarea unui inversor cu cuplare sub sarcină pentru tractoarele industriale 3/160

Teeuşan, N. : Oportunitatea reanalizării numărului treptelor de viteze la tractoarele pe şenile 6/268

Gaiginschi, R., Cojocaru, C. : Stand automatizat pentru încercarea motoarelor cu ardere internă 4/143

Linte, N., Bucur, C. : Contribuţii privind influenţa carburaţiei asupra corelaţiei economicitate-elasticitate la motoarele destinate autovehiculelor 6/238

Livezeanu, G. : Noi criterii de tratare ale ansamblului motor-carburator 4/170

Nagy, T., Abăitancei, D., Radu, Gh., Marcovici, M., Lutza, L., Witkovska, A. : Particularităţile bilanţului energetic la un motor cu supraalimentare înaltă 4/153

Bobescu, Gh., Nagy, T., Jekel, P., Nandrea, O. : Asupra posibilităţii de forţare a motorului cu antecameră supraalimentat 4/174

Abăitancei, D. : Particularităţile echilibrării motorului cu patru cilindri în V 6/282

Abăitancei, D. : Contribuţii privind echilibrarea motorului cu patru cilindri în V la 60° 4/156

Tiu, Gh., Doinaru, L. : Modernizarea şi diversificarea aparaturii de injecţie pentru motoare diesel, produse de MEFIN—Sinaia 6/241

Ţeposu, D. : Consideraţii privind alegerea sistemului de comandă a convertorului de curent continuu în schemele de acţionare a motorului electric de tracţiune pentru automobilul electric 6/275

MECANICĂ FINĂ ŞI OPTICA

Cucu, Fl. : Metodă de calcul pentru pelicule subţiri 2—3/89

Demian, Tr., Tudor, D., Curalu, E. O. : Asupra mecanismelor de amplificare cu sensibilitate în trepte, din aparatele de măsurat 2—3/86

Iliescu, L. : Metode şi aparate optice pentru determinarea rugozităţii pieselor prelucrate. Stereomicroscop de comparare 2—3/83

Micu, C. : Mijloace hidraulice de măsurare 2—3/78

Dumitrescu, N., Doboş, F. : Probleme teoretice privind optimizarea mecanismului cu grifă al aparatului de proiecţie cinematografică APT 16—4 2—3/73

Dumitrescu, N., Doboş, F. : Metodă şi dispozitiv pentru studiul funcţionării mecanismului cu grifă al aparatului de proiecţie cinematografică APT 16—4 2—3/76

Dodoc, P. : Cu privire la necesitatea recepţiei dinamice a sistemelor în mişcarea de rotaţie 2—3/69

Doinaru, L. : Perfecţionări la pompele hidraulice cu roţi dinţate de înaltă presiune 2—3/65

Diaconescu, Gh. : Influenţa erorilor de construcţie şi reglaj asupra preciziei de funcţionare a unor mecanisme folosite la proiectarea aparatelor pentru măsurarea presiunilor mici 2—3/62

Demian, Tr., Spineanu, U. : Determinarea parametrilor dinamici ai mecanismelor de măsurare comparatoare 2—3/58

Alexandrescu, N., Banu, V. : Elementele logice pneumatice şi posibilităţile lor de utilizare în sistemele de automatizare 2—3/91

MATERIALE DOCUMENTARE

Rusu, O., Borza, D. : Controlul nedistructiv al pieselor prin holografie 2—3/118

Rusu, O., Rădulescu,-Al., Borza, D., Manolache, Fl. : Determinarea prin interferometrie holografică a deplasării lagărului din faţă a strungului SN 500, ca urmare a încălzirii în timpul funcţionării 5/189

Badea, V., Coman, Gh. : Probleme actuale ale prelucrării mecanice cu benzi abrazive 2—3/121

Ivan, V. N., Tănase Eugenia : Determinarea parametrilor regimurilor de aşchiere utilizate pe strunguri automate 2—3/129

Donţu, G. O. : Posibilităţi de utilizare a energiei ultrasonice în mecanica fină 2—3/131

* * * : Prelucrarea automată a datelor (VI). Algebra Boole şi circuitele logice 4/185

INDEX ALFABETIC PE AUTORI

Construcţia de Maşini, anul 27 (1975)

A

Abăitancei, D. : nr. 4, p. 153, p. 156;
: nr. 6, p. 282
Abrudan, G. : nr. 1, p. 3
Aelenei, M. : nr. 9, p. 441
Alexandrescu, N. : nr. 2–3, p. 91
Alexe, V. : nr. 12, p. 601
Amza, Gh. : nr. 1, p. 3
Andreescu, D. : nr. 10, p. 491
Anghel, A. : nr. 7, p. 335
Anghelea, N. : nr. 11, p. 547
Atanasiu, D. : nr. 8, p. 385
Atanasiu, N. : nr. 12, p. 604
Avram, V. : nr. 7, p. 326

B

Badea, V. : nr. 2–3, p. 121; nr. 4, p. 183
Bădescu, Gh. : nr. 9, p. 450–459
Balogh, E. : nr. 7, p. 344, p. 348
Băltănoiu, M. : nr. 1, p. 16
Bănoilă, A. : nr. 8, p. 361
Banu, V. : nr. 2–3 ,p 91
Barbu, Gr. : nr. 1, p. 50
Baştiurea, Gh. : nr. 8, p. 364, p. 369
Bejan, C. : nr. 2–3, p. 150; nr. 6, p. 293
Bəşliu, S. : nr. 6, p. 285
Bitang, Al. : nr. 7, p. 298
Bobescu, Gh. : nr. 4, p. 174
Boer, N. : nr. 12, p. 591
Borza, D. : nr. 2–3, p. 118; nr. 5, p. 189
Brăgaru, A. : nr. 1, p. 19
Brebenariu Rodica : nr. 7, p. 333
Bretan, D. : nr. 7, p. 314
Bucur, C. : nr. 6, p. 238
Budău, V. : nr. 5, p. 200
Buleac, P. : nr. 10, p. 491
Buta Claudia : nr. 5, p. 216; nr. 11, p.
Butaru, A. : nr. 10, p. 487

C

Calea,, Gh. : nr. 1, p. 12
Campian, V. C. : nr. 7, p. 344
Canta, Tr. : nr. 12, p. 578
Chifu, C. : nr. 1, p. 16
Cioclov, D. : nr. 5, p. 211
Cîrţu, D. : nr. 8, p. 375
Cocaranza Gabriela : nr. 10, p. 487
Cojocaru, C. : nr. 4, p. 143
Coman, Gh. : nr. 2–3, p. 121; nr. 4, p. 183
Combei, T. : nr. 1, p. 19
Constantinescu, D. : : nr. 2–3, p. 103
Cornea, T. : nr. 9, p. 478
Coste, Fl. : nr. 7, p. 298, p. 353
Coşariu, A. : nr. 11, p. 535
Covrig, A. : nr. 8, p. 380
Cristea, N. : nr. 8, p. 389
Cristea, V. : nr. 2–3, p. 94
Cucoş, T. : nr. 7, p. 357
Cucu, Fl. : nr. 2–3, p. 89
Curatu, E. O. : nr. 2–3, p. 86
Curiac, G. : nr. 10, p. 496
Cuzmanovici, D. : nr. 5, p. 231

D

Dămăceanu, E. : nr. 10, p. 513
David, N. : nr. 5, p. 229
Dehelean, D. M. : nr. 11, p. 537
Demian, Tr. : nr. 2–3, p. 58, p. 86
Diaconescu, Gh. : nr. 2–3, p. 62
Diamantstein, P. : nr. 10, p. 510
Doboş, F. : nr. 2–3, p. 73, p. 76
Dobrescu, Gh. : nr. 1, p. 50
Dodoc, P. : nr. 2–3. p. 69
Doinaru, L. : nr 2–3, p. 65; nr. 6, p. 241
Doncea, M. : nr. 10, p. 491
Donţu, G. O. : nr. 2–3, p. 131
Dragoş, E. : nr. 12, p. 587
Dragoş, L. : nr. 10, p. 485
Drăgan, I. : nr. 12, p. 587
Drăgănescu, D. : nr. 1, p. 47
Drăgulescu Doina : nr. 1, p. 38; nr. 5, p. 200;
: nr. 11, p. 535
Drăgan, I. : nr. 12, p. 591
Drăgan, V. : nr. 8, p. 395
Drugescu Elona : nr. 1, p. 35
Duca, M. : nr. 8, p. 395
Duduleanu, S. : nr. 10, p. 496
Dumbravă, M. : nr. 8, p. 385
Dumitraş, C. : nr. 9, p. 441
Dumitrescu, N. : nr. 2–3, p. 73, p. 76
Dumitrescu, T. : nr. 5, p. 231
Dumitru, T. : nr. 2–3, p. 86

E

Elekeş, C. : nr. 1, p. 7; nr. 8, p. 426;
: nr. 9, p. 469
Enache, Şt. : nr. 1, p. 1
Erlicz, I. : nr. 4, p. 150

F

Farkaş, L. : nr. 11, p. 554
Fernengel, D. : nr. 7, p. 353
Flueraş, D. : nr. 5, p. 218

G

Gaiginschi, E. : nr. 4, p. 143
Georgescu, A. : nr. 7, p. 314
Georgescu, M. : nr. 8, p. 406
Georgescu-Cocoş, St. : nr.12, p. 582, 584, 601
Georgescu, V. : nr. 1, p. 35
Ghizdeanu, I. : nr. 12, p. 591
Giurcă, O. : nr. 6, p. 265
Gornic, C. : nr. 8, p. 375
Grădişteanu, I. : nr. 2–3, p. 109, p. 114
Gugui, Ed. : nr. 12, p. 601
Guja, N. : nr. 8, p. 434

H

Hâncu, D. A. : nr. 8, p. 385
Hay, P. : nr. 10, p. 496
Herciu, I. : nr. 12, p. 591
Hoffmann, V. : nr. 4, p. 167

I

Iacob, A. : nr. 10, p. 496
Ilea, P. : nr. 11, p. 554

Iliescu, L. : nr. 2–3, p. 83
Ionescu, C. : nr. 8, p. 389
Ivan, V. N. : nr. 2–3, p. 129

J

Jekel, P. : nr. 4, p. 174

K

Kapitany, L. : nr. 6, p. 285
Krieger, Fr. : nr. 7, p. 348

L

Lazăr, I. : nr. 4, p. 177
Lengenfelder, H. : nr. 5, p. 216 ; nr. 11, p. 542
Linte, N. : nr. 6, p. 238
Livezeonu, G. : nr. 4, p. 170
Ludig, M. : nr. 8, p. 380
Lupşiasca, C. : nr. 7, p. 309
Lutza, L. : nr. 4, p. 153

M

Macarie, E. : nr. 10. p. 513
Mălureanu, I. : nr. 12, p. 610
Manolache, ,Fl. : nr. 5, p. 189
Manolache, M. : nr. 1, p. 35
Mandl, K. : nr. 7, p. 320
Marcovici, M. : nr. 4, p. 153
Mărăcineanu, I. : nr. 10, p. 491
Marton, N. : nr. 7, p. 320
Mateiaş, N. : nr. 7, p. 289
Matragoci, Cr. : nr. 11, p. 547
Melinte, T. : nr. 10, p. 510
Micu, C. : nr. 2–3, p. 78
Mihnea, D. : nr. 11, p. 535
Mihăilă, P. : nr. 12, p. 594
Milata, M. : nr. 4, p. 138
Minea, I. : nr. 10. p. 513
Mircescu, I. : nr. 1, p. 12
Mitrache, M. : nr. 4, p. 138, p. 162
Miuloscu, P. : nr. 6, p. 251
Morariu, Şt. : nr. 11, p. 528

N

Nagy, T. : nr. 4, p. 150, p. 153, p. 174
Nandrea, O. : nr. 4. p. 174
Năstase, D. : nr. 4, p. 183
Neagu, C. : nr. 9, p. 450–459
Nibeleanu, Şt. : nr. 10, p. 513
Nistor, I. : nr. 10, p. 513

O

Onea, D. : nr. 7, p. 326

P

Pay, Eug. : nr. 9, p. 462
Peligrad, N. : nr. 2–3, p. 98
Petrescu, N. : nr. 6, p. 237, p. 290
Popescu, A. V. : nr. 12, p. 591, 598
Popescu-Castellin, N. D. : nr. 1, p. 42
Popescu, D. R. : nr. 12, p. 594
Popescu, I. : nr. 1, p. 1 ; p. 19, p. 23
Popescu, N. : nr. 10, p. 513
Popescu, S. : nr. 6, p. 247
Popovioi, Vl. : nr. 1. p. 32
Popăţ, I. : nr. 7, p. 348

R

Radu, Gh. : nr. 4, p. 153
Rădulescu, Al. : nr. 2–3, p. 114
Rădulescu, Alex. : nr. 5, p. 189
Răsvan, Vl. : nr. 10, p. 507
Raţiu, M. : nr. 5, p. 203 ; nr. 11, p. 525
Roşală, Fl. : nr. 6, p. 261
Rotaru, G. : nr. 4, p. 181
Rusu, O. : nr. 2–3, p. 118 ; nr. 5, p. 189
Rusu, Şt. : nr. 8, p. 409, p. 415, p. 422 ;
: nr. 9, p. 444, p. 478

S-Ş

Sabău, P. : nr. 10, p. 496
Safta, V. : nr. 5, p. 193
Sălăgean, Tr. : nr. 5, p. 193
Sandu, A. : nr. 8, p. 375
Schuld, Fr. : nr. 5, p. 223
Schulz, R. : nr. 1, p. 38 ; nr. 11, p. 8
Schulz, T. : nr. 5, p. 203
Seitz, N. : nr. 6, p. 261, p. 25
Slăvescu, M. : nr. 10, p. 487
Smoczer, I. : nr. 7, p. 333
Şerbănoiu, . : nr. 4, p. 167
Şoflete, L. : nr. 5, p. 211
Şontea,, S. : nr. 1, p. 16, p. 32
Spineanu, U. : nr. 2–3, p. 58
Stanciu, D. : nr. 4, p. 177
Stanciu, I. : nr. 4, p. 160 ; nr. 6, p. 273
Stoicescu, A. P. : nr. 4, p. 146
Szende Suzana : nr. 11, p. 525

T-Ţ

Takacs, E. : nr. 7, p. 333
Tănase Eugenia : nr. 2–3, p. 129
Ţâru, E. : nr. 4, p. 181 ; nr. 12, p. 594
Tătaru, N. N. : nr. 10, p. 500
Tecuşan, N. : nr. 1, p. 53 ; nr. 6, p. 268
Teodorescu, M. : nr. 4, p. 181 ; nr. 12, p. 594
Ţeposu, D. : nr. 6, p. 275
Tiu, Gh. : nr. 6, p. 241
Tringl, E. : nr. 5, p. 208
Tripşa I. : nr. 12, p. 566

U

Unguru, I. : nr. 5, p. 223
Untaru, M. : nr. 4, p. 167

V-W-X-Y-Z

Vasiliu, A. : nr. 12, p. 572
Vasu, O. : nr. 6, p. 265
Velciov Monica : nr. 7, p. 357
Verzea, D. : nr. 8, p. 431
Vlase, A. : nr. 9, p. 460, p. 476
Voia, I. : nr. 7, p. 309, p. 320
Witkovska, A. : nr. 4, p. 153

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI”

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvînt „In“, numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini“, la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI GRELE.

Redacţia revistei „Construcţia de Maşini“ Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

Noul laminor tandem la rece, cu şase montanţi, al societăţii Rasselstein are o viteză de 2400 metri/minut...

...şi cu rulmenţi Timken pe valţurile de lucru.

Societatea Rasselstein AG a sporit capacitatea de producţie la Andernach, în R. F. Germania, prin instalarea primului laminor tandem la rece, cu şase montanţi, din Europa. Această nouă uzină constituie cel mai complet automatizat laminor la rece din lume.

Laminorul a intrat în funcţiune la începutul anului 1972, producînd tablă de oţel subţire şi tablă de cositor. Capacitatea maximă de debobinare este de 46 tone. Viteza maximă de 2400 metri pe minut face din această instalaţie una din cele mai rapide laminoare din lume.

Pentru echiparea valţurilor de lucru, cu un diametru de 615 mm, ai agregatului, Societatea Rasselstein a specificat rulmenţi cu patru rînduri de role conice şi cu alezaj cilindric. Rulmenţii Timken au fost aleşi fiindcă experientă a arătat că ei dau cea mai bună performanţă de durată infinită.

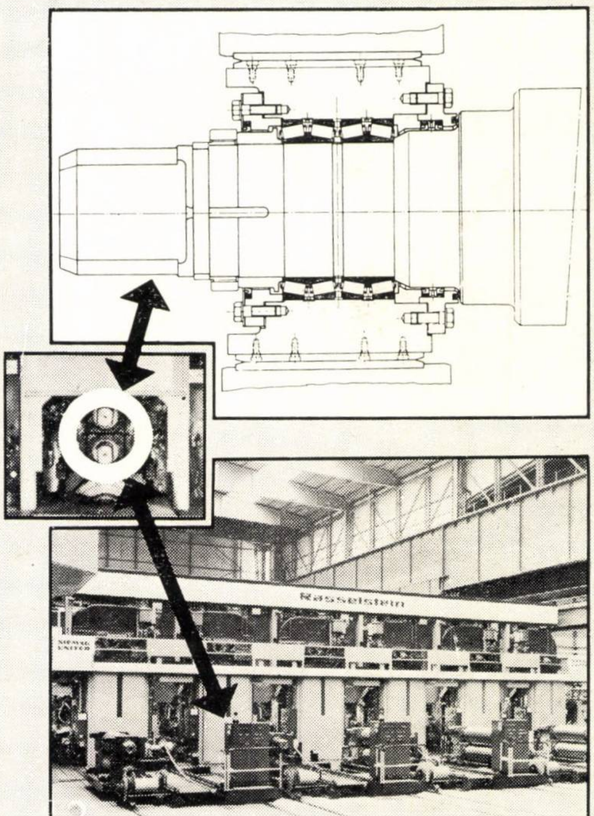
« **Datorită calităţii lor superioare, rulmenţii Timken, sînt ideali pentru laminare de mare viteză.** »

Societatea Timken invită constructori şi utilizatori de laminoare să intre în legătură cu birourile sale pentru a obţine îndrumări competente cu privire la laminoare de *orice* configuraţie.

Oferim 75 de ani de experienţă în materie de rulmenţi cu role conice, precum şi selecţia cea mai completă din lume de rulmenţi cu role conice de înaltă calitate. Ne va face plăcere să primim cereri de informaţii dela dumneavoastră.

Pentru amănunte suplimentare, inclusiv o analiză a aplicaţiilor dumneavoastră ale rulmenţilor pentru laminoare — scrieţi la « Service des Etudes-Application », la adresa mai jos.

Timken France — sucursala societăţii The Timken Company, B.P. 191, 68003 — Colmar, France.



Rulmenţii Timken se vînd în 133 de ţări. Se fabrică în Franţa, Africa de Sud, Australia, Brazilia, Canada, Marea Britanie şi U.S.A.

TIMKEN®

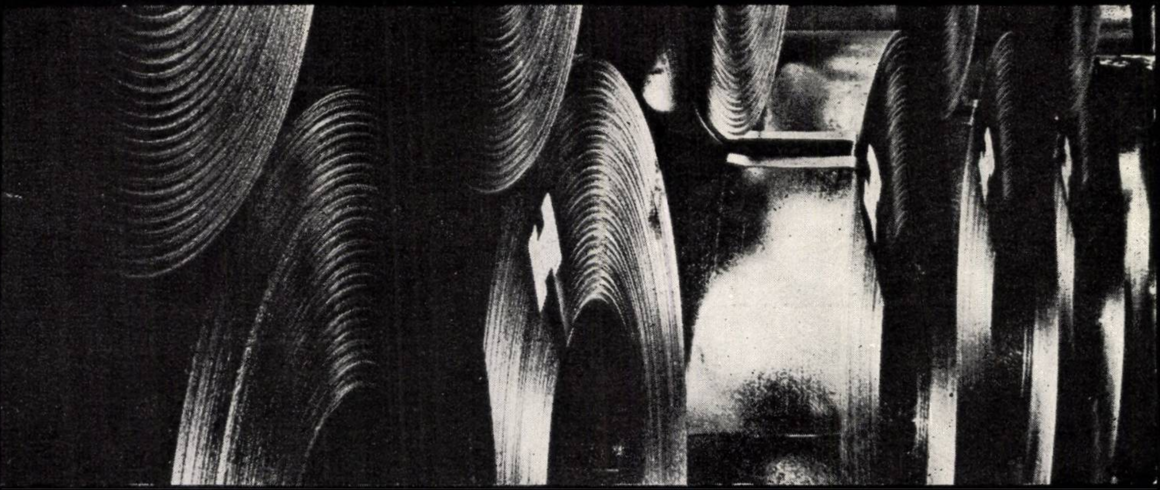
MARCA DEPUSĂ

RULMENTI CU ROLE CONICE

acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço
acero aço сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
сталь acciaio stahl acier steel acero aço сталь
acciaio stahl acier steel acero aço сталь
stahl acier steel acero aço сталь
acier steel acero aço сталь acciaio
acero aço сталь
acciaio

ITALSIDER

laminate plate la cald, la rece și protejate - țevi de oțel sudate de diametru mediu și mare - bare și profilate la cald - grinzi și profile sudate - armament și macaze cale ferată - boghie și material rulant - piese turnate și forjate



laminate plate
zincate Sendzimir

cu suprafata și strălucire
normală, redusă sau lustruită

benzi late pînă la 1500 mm
benzi înguste
laminate plane și striate

calitatea protejării,
înalta resistență la
coroziune, apte pentru
prelucrari mecanice,
ușurință la imbinare

oțelul produs de Italsider este vîndut de către

SIDEREXPORT s.p.a.
via XII Ottobre, 2
16121 Genova - Italia
telefon (010) 54.94
telex 27.202 Siderexp

rețea de vînzare periferica în întreaga lume

Grupul
Finsider

PUBLICOM

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCŢIA

DE MAŞINI

TÎRGUL
DE LA LEIPZIG
REPUBLICA DEMOCRATĂ
GERMANĂ
14-21.III.1976

DEOSEBIT DE INTERESANT PENTRU DV!

Firme de frunte din circa 15 ţări oferă maşini unelte pentru procedee speciale de finisare. Se negociază mijloace pentru realizarea unei producţii raţionale. Prezentarea maşinilor şi conferinţele tehnice vă explică folosirea efectivă a maşinilor speciale. Se dau consultaţii pentru clienţi şi informaţii asupra aplicării noilor realizări şi soluţionării problemelor.

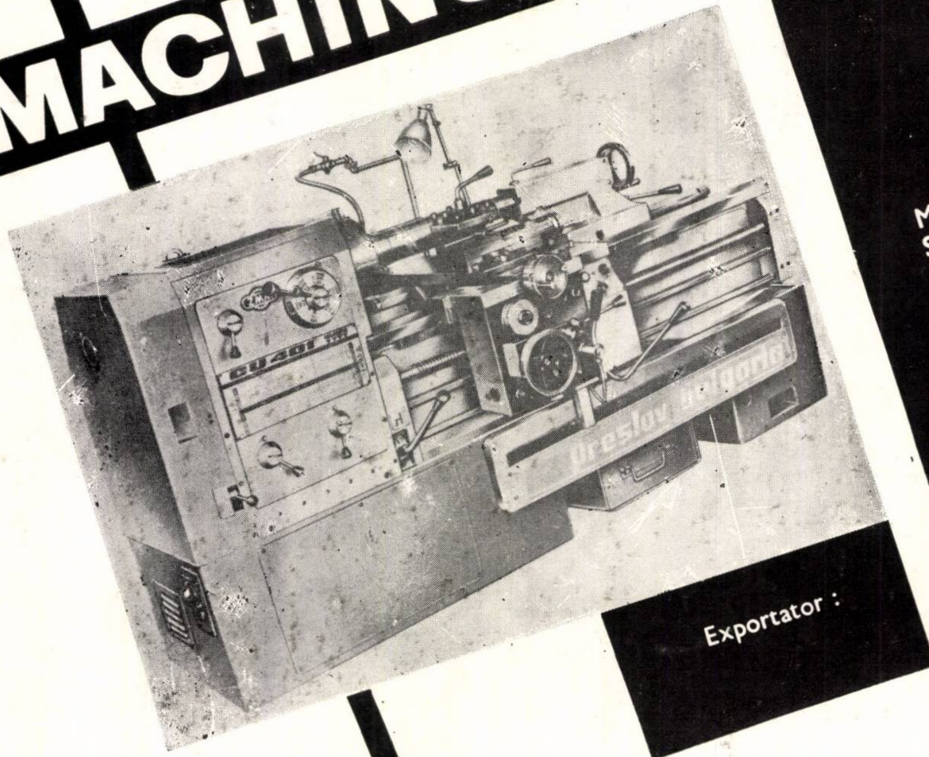
Informaţii de călătorie şi permise de tîrg puteţi obţine dv. şi grupele de experţi prin O.N.T.-Carpaţi sau prin Secţia Comercială de pe lîngă Ambasada R.D.Germane în R.S.România, Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti.

Publicom

BULGARIE

MACHINOEXPORT

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia



Exportator :

Strungurile din seria „Preslav"

sînt mașini moderne și stabile de mare randament. Comanda cutiilor de viteze se face cu ajutorul unui sistem preselectiv. S-au prevăzut de asemenea, mai multe variante de ambreiaj electromecanic. Aceste strunguri sînt echipate cu mai multe acesorii suplimentare.

Caracteristici :	CP 40	CP 402	CP 401	CP 502
Diametrul maxim al materialului de prelucrat	440 mm	440 mm	440 mm	440 mm
Diametrul maxim al barei	70 mm	70 mm	70 mm	70 mm
Distanța între vîrfuri	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm	250 mm 500 mm 750 mm	1000 mm 1500 mm 2000 mm
Greutatea netă cu accesoriile normale	2500 kg	2500 kg	2500 kg	2600 kg

PUBLICOM

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans
— THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency ● Bucharest ● 22, N. Bălcescu Blvd. ● Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

E 3279

R

REFERÁLVA

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

2

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVIII • nr. 2 • FEBRUARIE 1976

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

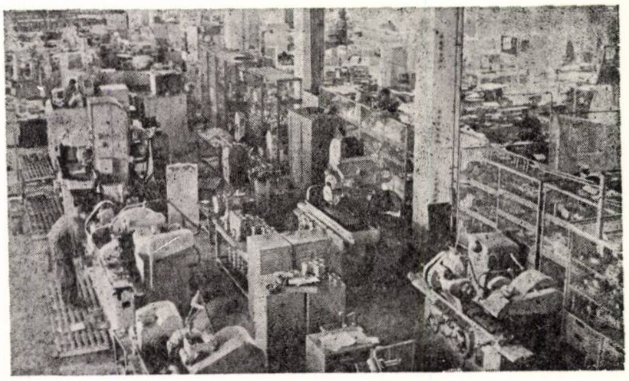
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

ICPTCM

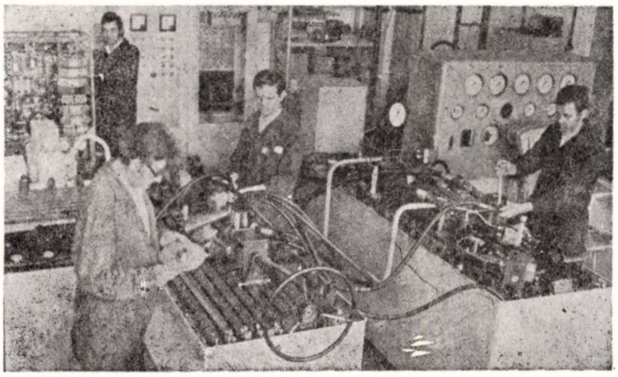
ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



Laboratorul de organe de maşini



Laboratorul de acţionări hidraulice

PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXVIII, Nr. 2, FEBRUARIE 1976

CUPRINS

PRELUCRAREA METALELOR PRIN AȘCHIERE

1. Aspecte ale calității și productivității proceselor de așchiere

COMAN, GH.: **Contribuții la creșterea preciziei prelucrării mecanice prin rectificare, a elementelor de rulmenți.** 65

GLADCOV, P.: **Considerații privind indicatorii de apreciere a capacității de așchiere a sculelor așchietoare.** 68

TACHE, V., POPESCU, I., KARALIS, ȘT., SCURTU, V.: **Dispozitive modulare pentru fixarea sculelor pe strunguri normale.** 72

DORIN, AL.: **Determinarea rapidă a durabilității sculelor așchietoare.** 76

RUSU, ȘT.: **Asupra valorii forței dinamice de așchiere la strunjirea cilindrică.** 80

DORIN, AL., DRĂGĂNESCU, FL., ZGURĂ, GH.: **Determinarea expresiei rugozității în cazul strunjirii longitudinale.** 84

2. Aspectele termice ale proceselor de așchiere

VLASE, A.: **Influența fenomenelor termice asupra prelucrabilității oțelurilor inoxidabile.** 87

GLADCOV, P.: **Cercetări experimentale privind asimilarea unui sistem de răcire cu jet de ceață a procesului de așchiere.** 90

COMAN, GH., BADEA, V.: **Temperatura din zona de așchiere, factor restrictiv pentru intensificarea regimurilor de lucru la rectificare.** 93

3. Prelucrarea danturilor cu cuțite-roată

CALEA, GH.: **Metodă nouă pentru optimizarea cuțitelor-roată cu dinți drepți.** 100

PALFFY, C.: **Calculul numeric al muchiei așchietoare a cuțitelor-roată cu dinți înclinați cu ajutorul calculatoarelor electronice** 105
Partea I: cuțite-roată tip Sykes
Partea a II-a: cuțite-roată tip Fellows.

ELEKEȘ, C.: **Metodă grafoanalitică de eliminare a interferenței radiale la danturarea interioară.** 114

RECENZII 122

Revista apare sub îndrumarea:

Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini.

Redactori: **RODICA MOLDOVEANU** și ȘERBAN TEODORESCU

SUMAR

CZ: 621.91.07:621.822

Coman, Gh. : **Contribuții la creșterea preciziei prelucrării mecanice prin rectificare, a elementelor de rulmenți.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 65

CZ: 621.9.025:621.755:620.16

Gladcev, P. : **Considerații privind indicatorii de apreciere a capacității de așchiere a sculelor așchietoare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 68

CZ: 621.757 ;621.9 ;621.941

Tache, V., *Popescu, I.*, *Karalis, St.*, *Scurtu, V.* : **Dispozitive modulare pentru fixarea sculelor pe strunguri.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 72

CZ ; 621

Dorin, Al. : **Determinarea rapidă a durabilității sculelor așchietoare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 76

CZ ; 621.91.07

Rusu, Șt. : **Asupra valorii forței dinamice de așchiere la strunjirea cilindrică.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 80

CZ: 621.91.07

Dorin, Al., *Drăgănescu, Fl.*, *Zgură, Gh.* : **Determinarea expresiei rugozității în cazul strunjirii longitudinale.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 84

CZ ; 669.15—194

Vlase, A. : **Influența fenomenelor termice asupra prelucrabilității oțelurilor inoxidabile.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 87

CZ: 621—71:621.91.07

Gladcov, P. : **Cercetări experimentale privind asimilarea unui sistem de răcire cu jet de ceață a procesului de așchiere.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 90

CZ: 621.91.07:536.5:621.923.4

Coman, Gh., *Badea, V.* : **Temperatura din zona de așchiere, factor restrictiv pentru intensificarea regimurilor de lucru la rectificare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 93

CZ: 621.91.02

Calea, Gh. : **Metodă pentru optimizarea cuțitelor-roată cu dinți drepți**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 100

CZ ; 621.91.02 ;681.1

Palffy, C. : **Calculul numeric al muchiei așchietoare a cuțitelor-roată cu dinți înclinați, cu ajutorul calculatoarelor electronice**
Partea I : cuțite roată tip Sykes
Partea II : cuțite roată tip Fellows.

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 2, p. 105

CZ 621.91.07

Elekeș, C : **Metodă grafoanalitică de eliminare a interferenței radiale la danturarea interioară.**

Construcția de mașini, 28 (1976), p. 114

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista ,,Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 630

Taxele poștale *plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC: 621.91.07:621.822
Coman, Gh. : **Contributions to increase machining precission of bearing elements grinding.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 65

DC: 621.9.025:621.755:620.16
Gladcov, P. : **Considerations concerning the indicators for estimating the cutting capacity of cutting tools.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 68

DC: 621.757:621.9:621.941
Tache, V., Popescu, I., Karalis, Şt., Scurtu, V. : **Modular devices for tool clamping on lathes.**
Construcţia de maşini, 28 (1976). nr. 2, p. 72

DC: 621
Dorin, Al. : **Rapid determination of cutting tools endurance.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 76

DC: 621.91.07
Rusu, Şt. : **On the value of dynamical cutting force in turning off.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 80

DC: 621.91.07
Dorin, Al., Drăgănescu, Fl., Zgură, Gh. : **Determining the roughness expression in the case of longitudinal turning.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 84

DC: 669.15–194
Vlase, A. : **The influence of phenomena on the workability of stainless steel.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 87

DC; 621–71:621.91.07
Gladcov, P. : **Experimental researches concerning the asimilation of a cooling system with fog jet of the cutting process.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 90

DC: 621.91.07;536.5;621.923.4
Coman, Gh., Badea, V. : **The cutting area temperature, restriction factor for enhancing working conditions at grinding.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 93

DC: 621.91.02
Calea, Gh. : **Optimisation method for straight teeth gear cutters.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 100

DC: 621.91.02:681.1
Palffy, C. : **Computer assisted numerical calculus of cutting edge of screw-wheel cutters**
Part I : Sykes type cutters.
Part II : Fellows type cutters.
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 105

DC: 621.91.07
Elekeş, C. : **Graphical-analytical elimination method of radial interference in interior tooth-cutting.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr 2, p. 114

Attention :

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă, Calea Griviţei nr. 64–66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucharest.

SOMMAIRE

CD: 621.91.07;621.822
Coman, Gh. : **Contribution à l'augmentation de la précision d'usinage mécanique par rectification, des éléments pour les roulements.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 65

CD: 621.9.025:621.755:620.16
Gladcov P. : **Considérations sur les indicateurs d'évaluation de la capacité de coupe des outils à découper.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 68

CD: 621.757;621.9;621.941
Tache, V., Popescu, I., Karalis, Şt., Scurtu, V. : **Dispositifs modulaires pour le calage des outils sur les tours.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 72

CD: 621
Dorin, Al. : **Détermination rapide de la durabilité des outils à découper.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 76

CD: 621.91.07
Rusu, Şt. : **De la valeur de la force dynamique de coupe lors du tournage.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 80

CD: 621.91.07
Dorin, Al., Drăgănescu, Fl., Zgură, Gh. : **Détermination de l'expression de la rugosité lors du tournage longitudinal.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 84

CD: 669.15–194
Vlase, A. : **Influence des phénomènes thermiques sur l'usinabilité des aciers inoxidables.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 87

CD: 621–71:621.91.07
Gladcov, P. : **Recherches expérimentales sur un nouveau système de refroidissement du processus de coupe au moyen d'un jet de vapeur pulvérisé.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 90

CD: 621.91.07:536.5:621.923.4
Coman, Gh., Badea, V. : **Température de la zone de coupe, facteur restrictif pour l'intensification des régimes de travail lors des rectifications.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 93

CD: 621.91.02
Calea, Gh. : **Méthode d'optimisation des outils circulaires à la denture droite.**
Construcţia de maşini, 28 (1975), nr. 2, p. 100

CD: 621.91.02:681.1
Palffy, C. : **Calcul numérique de l'arête tranchante des outils circulaires à la denture oblique, au moyen de l'ordinateur électronique**
Première partie : outils circulaires du type Sykes.
Seconde partie : outils circulaires du type Fellows.
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 105

CD: 621.91.07
Elekeş, C. : **Méthode graphique et analytique d'élimination de l'interférence radiale lors des dentures intérieures.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, p. 114

Attention :

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă.
Calea Griviţei nr. 64–66. POB 2001 ; telex 011226 ; 7000 Bucarest.

INHALT

DK: 621.91.07:621.822

Coman, Gh. : **Beitrage zur Prazisionssteigerung bei mechanischen Bearbeitung durch Schleifen von Walzlagerelementen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S, 65

DK: 621.9.025:621.755:620.16

Gladcov, P. : **Betrachtungen uber die Beurteilungskennzahlen des Schneidvermogens der Schneidwerkzeuge.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 68

DK ; 621.757 ;621.9 ;621.941

Tache, V., Popescu, I., Karalis, St., Scurtu, V. : **Modulargeräte für Werkzeugbefestigung auf Drehbanke.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 72

DK: 621

Dorin, Al. ; **Schnellfeststellung der Haltbarkeit von Scheidwerkzeugen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 76

DK: 621.91·07

Rusu, Şt. : **Uber den Wert der dynamischen Schneidkraft bei Zylindrischdrehen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 80

DK: 621.91.07

Dorin, Al., Drăgănescu, Fl., Zgură, Gh. : **Feststellung des Rauheitsausdruckes beim Abdrehen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 84

DK: 669.15 – 194

Vlase, A. : **Die Wirkung der thermischen Erscheinungen auf die Verarbeitbarkeit nichtrostender Stahle.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 87

DK: 621 – 71:621.91.07

Gladcov, P. : **Versuchsforschungen über die Assimillierung eines Kühlungssystems mit Nebelstrahl von der Schneidvorgang.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 90

DK: 621.91.07:536.5.621.923.4

Coman, Gh., Badea, V. : **Die Temperatur im Scheidzone, Einschränkunkgsfaktor für Intensivierung der Arbeitsbetriebe beim Schleifen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 93

DK: 621.91.02

Calea, Gh. : **Optimierungsmethode für Geradzahnradmesse r**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 100

DK ; 621.91.02 ;681.1

Palffy, C. : **Komputer unterstütze numerische Ermittlung der Schneidkante von Schrägzahnradmesser**

1. Teil : Sykes-artige Radmesser

2. Teil. Fellows-artige Radmesser.

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 105

DK: 621.91.07

Elekeş, C. : **Graphoanalitische Ausschliessungsmethode der radialen Interferenz bei Innerverzahnung.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, S. 114

Achtung:

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, Calea Griviţei Nr. 64 – 66, Postchliessfach 2001, Fernschreiben 011226 – 7000 Bukarest — abonnieren lassen.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 621.91.07:621.822

Коман, Гг.: **Вклады на повышение точности механической обработки с помощью ректификаций элементов подшипников.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 65

ДК: 621.9.025:621.755:620.16

Гладков, П.: **Соображения об указателиях для мнения способности резания режающих орудией.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 68

ДК: 621.757:621.9:621.941

Таке, В., Попеску, И., Каролис, Ст., Скурту, В.: **Модулярные приспособления для закрепления орудией на токарные станки.**

Consrtucţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 72

ДК: 621.

Дорин, Ал.: **Скоростное определение продолжительности орудией для резания.**

Constucţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 76

ДК: 621.91.07

Русу, Шт.: **Об стоимостью динамической силы резания на цилиндрическое точение.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 80

ДК: 621.91.07

Дорин, Ал., Дрэгэнеску, Фл., Згурэ, Гх.: **Определение выражения шероховатости во случае продольной обточки.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 84

ДК: 669.15 – 194

Власе, А.: **Воздействие термических явленией над обработку нержавеющих сталей.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 87

ДК: 621. – 71:621.91.07

Гладков, П.: **Экспериментальные исследования по отношению к усваиванию одной системы остывания туманной струи процесса резания.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 90

ДК: 621.91.07 ;536.5 ;621.923.4

Коман, Гх., Бадеа, В.: **Температура из резанной зоны, ограничительный множитель для усиливания рабочих режим на резание.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 93

ДК: 621.91.02

Калеа, Гх.: **Метод для оптимизации нож-колесо с прямыми зубами.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 100

ДК: 621.91.02 ;681.1

Паллфи, К.: **Численный расчёт режущего ребра ножколёс с наклонёнными зубами, при помощи электронического калькулятора.**

Первая часть: Ножи-колесо тип Сайкс

Вторая часть: Ножи-колесо тип :Феллоус

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 105

ДК: 621.91.07

Елекеш, К.: **Графоаналитический метод для исключения радиальной интерференции на внутренную насечку.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 2, стр. 114

Бнимание:

Читатели иностуранных стран могут абонироватьстя сквозь ILEXIM — Serviciul export-import-presă-Calea Griviţei nr. 64 – 66, POB. 2001 – telex 011226 Bucureşti 7000.

PRELUCRAREA METALELOR PRIN AŞCHIERE

1. Aspecte ale calităţii şi productivităţii proceselor de aşchiere

CZ: 621.91.07:621.822

Contribuţii la creşterea preciziei prelucrării mecanice prin rectificare, a elementelor de rulmenţi

Dr. ing. Gheorghe **COMAN** – Institutul politehnic-Iaşi

1. Introducere

Creşterea calităţii rulmenţilor fabricaţi se obţine în procesul de producţie. De aceea, perfecţionarea proceselor tehnologice de fabricaţie a acestora în toate etapele procesului de producţie prezintă o mare importanţă pentru creşterea calităţii prelucrării mecanice a rulmenţilor. O atenţie deosebită se acordă perfecţionării metodelor de rectificare a elementelor de rulmenţi, dată fiind ponderea mare a volumului de muncă la rectificare în volumul total de muncă pentru prelucrarea mecanică a rulmenţilor precum şi poziţia finală a operaţiilor tehnologice de rectificare, cu influenţă hotărîtoare asupra calităţii rulmenţilor fabricaţi. Rectificarea elementelor de rulmenţi se realizează după metoda rectificării fără centre, prin două procedee :

— rectificarea cilindrică exterioară pe maşini clasice de rectificat fără centre;

— rectificarea cilindrică exterioară şi interioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe [1].

Analiza preciziei prelucrării mecanice pentru cel de-al doilea procedeu prezintă o importanţă deosebită, întrucît este un procedeu relativ nou, deci şi mai puţin studiat, şi tinde să se generalizeze datorită avantajelor pe care le prezintă în fabricaţie.

2. Transferul erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată la rectificarea elementelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe

Cercetările întreprinse de autor au pus în evidenţă faptul că eroarea de bazare este un factor principal care determină calitatea prelucrării mecanice a elementelor de rulmenţi, la rectificarea lor fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe. În acest scop a fost elaborat un model matematic pentru analiza cinematică a transferului erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată. Pentru modelarea matematică a transferului erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată la rectificarea elementelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe se consideră reprezentarea grafică din figura 1.

În timpul rotirii inelului de rectificat, în dreptul reazemelor *m* şi *n* pot ajunge alternativ proeminenţe sau goluri de pe suprafaţa de bazare. Dacă presupunem că în dreptul reazemului *m* ajunge o proeminenţă, inelul va fi deplasat în lungul razei vectoare $\overline{Om}$ cu mărimea vectorială K, însă datorită menţinerii contactului în n centrul de rotaţie O al inelului de rectificat se va deplasa pe o direcţie perpendiculară pe raza vectoare $\overline{On}$ cu mărimea vectorială M. Proiecţia vectorului M pe direcţia

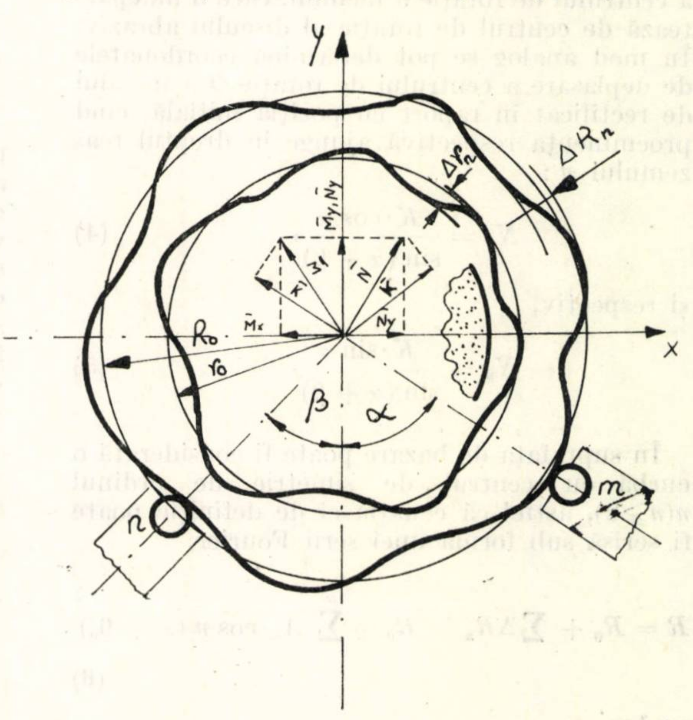


Fig. 1. Modelare grafică pentru analiza cinematică a transferului erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată, la rectificarea fără centre pe reazeme fixe.

$\overline{Om}$ va fi egală cu modulul vectorului K, adică $K = M \cdot \cos(K, M)$, de unde rezultă,

$$M = \frac{K}{\sin(\alpha + \beta)}. \qquad (1)$$

Dar vectorul M poate fi descompus după direcţiile Ox şi Oy, obţinînd în acest fel coordonatele de deplasare ale centrului de rotaţie O a inelului din poziţia iniţială,

$$M_x = -\frac{K \cdot \cos\beta}{\sin(\alpha + \beta)}, \qquad (2)$$

şi respectiv,

$$M_y = \frac{K \cdot \sin\beta}{\sin(\alpha + \beta)}. \qquad (3)$$

Semnul minus (—) în relaţia (2) înseamnă că **se consideră pozitivă deplasarea pe orizontală** a centrului de rotaţie a inelului, care îl îndepărtează de centrul de rotaţie al discului abraziv. În mod analog se pot determina coordonatele de deplasare a centrului de rotaţie O a inelului de rectificat în raport cu poziţia iniţială, cînd proeminenţa respectivă ajunge în dreptul reazemului n:

$$N_x = \frac{K \cdot \cos\alpha}{\sin(\alpha + \beta)}, \qquad (4)$$

şi respectiv,

$$N_y = \frac{K \cdot \sin\alpha}{\sin(\alpha + \beta)}. \qquad (5)$$

În suprafaţa de bazare poate fi considerată o curbă cu centrul de simetrie de ordinul $n (n \geqslant 2)$, astfel că ecuaţia ei de definiţie poate fi scrisă sub forma unei serii Fourier,

$$R = R_0 + \sum \Delta R_n = R_0 + \sum_{n=2}^{\infty} A_n \cdot \cos n\,(x + \theta_n) \qquad (6)$$

unde:

R_0 este o constantă care reprezintă raza unui cerc perfect cu centrul în O;

A_n — amplitudinea armonicii de ordin n;

θ_n — unghiul de defazare iniţială a armonicii de ordin n;

x — unghiul curent.

Dar şi în suprafaţa prelucrată poate fi considerată o curbă de ordinul $n (n \geqslant 2)$, cu ecuaţia de definiţie,

$$r = r_0 + \sum \Delta r_n = r_0 + \sum_{n=2}^{\infty} a_n \cdot \cos n\,(x + \psi_n). \qquad (7)$$

Analiza transferului erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată poate fi efectuată mai simplu dacă se consideră numai armonica de ordinul $n (n \geqslant 2)$ şi se neglijează şi unghiul de defazare θ_n. De asemenea, se neglijează şi influenţa oscilaţiilor centrului de rotaţie a inelului de rectificat în lungul axei Oy asupra preciziei de prelucrare, deoarece acestea introduc erori avînd un ordin de mărime neglijabil.

Cu aceste consideraţii, din relaţiile (6) şi (7) rezultă:

$$\Delta R_n = A_n \cdot \cos nx, \qquad (8)$$

şi respectiv,

$$\Delta r_n = a_n \cdot \cos n(x + \psi_n). \qquad (9)$$

Din relaţiile (2) şi (4) mai rezultă,

$$\Delta r_n = \Delta R_n \frac{\cos\alpha + \cos\beta}{\sin(\alpha + \beta)} \qquad (10)$$

şi efectuînd înlocuirile necesare se obţine,

$$\Delta r_n = A_n \cdot \frac{\cos\beta \cdot \cos n \cdot x + \cos\alpha \cdot \cos n(x + \varphi)}{\sin(\alpha + \beta)}. \qquad (11)$$

Din relaţia (11) rezultă că eroarea suprafeţei prelucrate se reprezintă ca sumă a două vibraţi armonice coliniare, defazate cu unghiul $\varphi = \alpha + \beta$ şi definită deci tot de ecuaţia unei vibraţii armonice (9). Parametrii vibraţiei armonice rezultante definite de ecuaţia (9) pot fi determinaţi fie prin dezvoltarea ecuaţiei (11) şi identificarea coeficienţilor lui $\cos nx$ şi $\sin nx$, fie folosind metoda grafică a lui Fresnel, din care rezultă:

$$a_n = A_n \cdot \frac{\sqrt{\cos^2\alpha + \cos^2\beta + 2 \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot \cos n(\alpha + \beta)}}{\sin(\alpha + \beta)}, \qquad (12)$$

şi respectiv,

$$\psi_n = \frac{\alpha + \beta}{2} - \frac{1}{n} \operatorname{arc\,tg}\left[\operatorname{tg}\frac{\alpha + \beta}{2} \cdot \operatorname{tg}\frac{\alpha - \beta}{2} \cdot \operatorname{tg}\frac{n(\alpha + \beta)}{2}\right]. \qquad (13)$$

Dar relaţia (12) poate fi pusă sub forma,

$$C_n = \frac{a_n}{A_n} = \frac{\sqrt{\cos^2\alpha + \cos^2\beta + 2 \cdot \cos\alpha \cdot \cos\beta \cdot \cos n(\alpha + \beta)}}{\sin(\alpha + \beta)}, \qquad (14)$$

care permite discutarea condiţiilor $C_n < 1$, $C_n = 1$, $C_n > 1$, adică a condiţiilor în care eroarea de bazare se copiază la o scară mai mică, egală sau mai mare pe suprafaţa prelucrată.

În cazul rectificării exterioare, după schema de lucru din figura 2 metoda de calcul este analogă, însă datorită faptului că suprafaţa de bazare coincide cu suprafaţa prelucrată, după fiecare rotaţie a semifabricatului abaterile de formă de pe suprafaţa de bazare se modifică ca mărime. Astfel, dacă în relaţia (12) se introduce succesiv relaţia (14), se obţine :

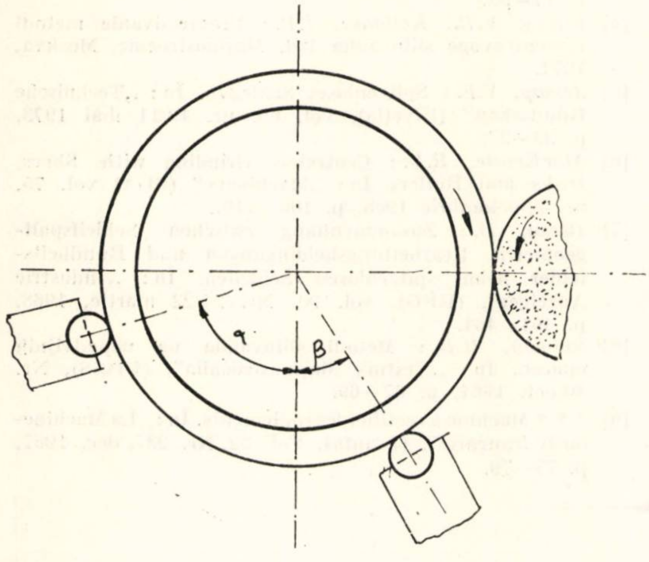


Fig. 2. Rectificarea exterioară fără centre, cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe.

$$\begin{aligned} a_{n1} &= A_n \cdot C_n \\ a_{n2} &= a_{n1} \cdot C_n = A_n \cdot C_n^2 \\ &\vdots \\ a_{nk} &= a_{n(k-1)} \cdot C_n = \ldots = A_n \cdot C_n^k \end{aligned} \tag{15}$$

unde k reprezintă numărul total de rotaţii ale semifabricatului pînă la îndepărtarea completă a adaosului de prelucrare.

Dar :

$$k = \frac{A_c}{S_t} \tag{16}$$

unde : A_c este adaosul de prelucrare (mm) ;
S_t — avansul transversal (mm/rot).

Rezultă :

$$a_{nk} = A_n \cdot C_n^{\frac{A_c}{S_t}}. \tag{17}$$

Dacă se cunoaşte valoarea constantei C_n, amplitudinea abaterilor de formă iniţiale de pe suprafaţa de bazare A_n, mărimea adaosului de prelucrare A_c, şi se impune valoarea amplitudinii abaterilor de formă pe suprafaţa prelucrată a_{nk}, prin logaritmarea relaţiei (17) se obţine mărimea admisibilă a avansului transversal :

$$S_t \leqslant \frac{A_c \cdot \log \cdot C_n}{\log \cdot a_{nk} - \log \cdot A_n}. \tag{18}$$

În mod analog, dacă se impune din alte condiţii tehnologice mărimea avansului transversal S_t, se poate determina valoarea minimă admisibilă a adaosului de prelucrare :

$$A_c \geqslant \frac{S_t \cdot (\log \cdot a_{nk} - \log \cdot A_n)}{\log \cdot C_n} \tag{19}$$

Pentru a se asigura copierea la o scară redusă a erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată este necesar ca $C_n < 1$, fapt ce se poate obţine pe două căi :

— fie în funcţie de numărul ondulaţiilor n de pe suprafaţa de bazare se stabilesc valorile α şi β, astfel încît să rezulte $C_n < 1$;

— fie corespunzător unor valori stabilite în prealabil pentru α şi β se provoacă la prelucrările mecanice precedente un număr n de ondulaţii care conduc la valori $C_n < 1$.

Întrucît valorile unghiurilor α şi β se stabilesc şi din condiţii de stabilitate ale procesului de lucru, cea de-a doua cale este mai raţională de folosit în practică, mai ales că acest lucru se poate face foarte simplu. Pentru aceasta, în funcţie de diferite valori ale unghiurilor α şi β determinate din condiţiile de stabilitate ale procesului de lucru, relaţiile (13) şi (14) pot fi rezolvate pe calculatorul FELIX C 256 după schema logică din figura 3. Pe baza rezolvării

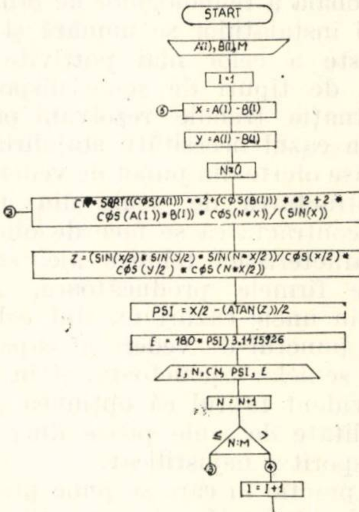


Fig. 3. Schema logică pentru rezolvarea pe calculator a relaţiilor (13) şi (14).

funcţiilor (13) şi (14) se pot stabili soluţiile constructiv-funcţionale ale echipamentului tehnologic folosit la instalarea semifabricatelor pentru prelucrările mecanice precedente rectificării.

3. Concluzii

Modelarea cinematică a transferului erorii de bazare pe suprafaţa prelucrată la rectificarea fără centre a elementelor de rulmenţi cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe permite analiza corectă a condiţiilor care conduc la creşterea preciziei de prelucrare a rulmenţilor fabricaţi. Folosirea calculatorului electronic FELIX C 256 la această analiză permite efectuarea ei operativă pentru condiţii practice multiple ale valorilor parametrilor de reglare ai sistemului tehnologic de rectificare. De asemenea, de aici se pot stabili condiţii practice concrete pentru proiectarea judicioasă a echipamentului tehnologic din dotarea maşinilor-unelte utilizate la operaţiile tehnologice de prelucrare mecanică anterioare rectificării şi anume, la strunjirea elementelor de rulmenţi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coman Gh., Badea, V., Năstase, D.* : Rectificarea fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe. În : ,,Construcţia de maşini", (RSR), nr. 4/aprilie 1975, p. 183–185.

[2] *Coman, Gh.* : Transferul erorii de bazare la rectificarea interioară fără centre cu bazarea semifabricatelor pe reazeme fixe. În : ,,Bul. Inst. polit. Iaşi", tom XIX (XXIII), fasc. 1–2/1973, p. 123–129.

[3] *Coman, Gh., Badea, V.* : Tehnologii moderne de prelucrare a rulmenţilor. În : ,,Maşini-unelte şi prelucrarea metalelor prin aşchiere" (RSR), nr. 4/aprilie 1973, p. 17–32.

[4] *Filkin, V.P., Koltunov, I.B.* : Progressivanîe metodî besţentrovogo şlifovaniia Izd. Maşinostroenie, Moskva, 1971.

[5] *Jessup, V.F.* : Spitzenloses Schleifen. În : ,,Technische Rundschau" (Elveţia), vol. 65, nr. 19/11 mai 1973, p. 33–37.

[6] *MacKenzie, R.V.* : Centreless Grinding with Shoes, Disks and Rollers. În : ,,Machinery" (SUA) vol. 75, nr. 2, octombrie 1968, p. 106–110.

[7] *Reeka, D.* : Zusammenhang zwischen Schleifspaltgeometrie Bearbeitungsbeidingungen und Rundheitsfehler beim Spitzenlosen Schleifen. În : ,,Industrie Anzeiger", (RFG), vol. 90, Nr. 24/22 martie, 1968, p. 461–464.

[8] *Sulman, H.H.* : Metodî şlifovaniia na nepodvijnîh oporah. În : ,,Vestnik Maşinostroeniia", (URSS), Nr. 10/oct. 1964, p. 67–69.

[9] * * * Machine à rectifier les roulements. În : ,,La Machine-outil française", (Franţa), Vol. 32, Nr. 237, dec. 1967, p. 77–79.

CZ ; 621.9.025 ;621.755 ;620.16

Consideraţii privind indicatorii de apreciere a capacităţii de aşchiere a sculelor aşchietoare

Asist. ing. Petre **GLADCOV** — Institutul politehnic - - Bucureşti

Printre problemele importante care se pun la stabilirea raţională a tehnologiilor de fabricaţie a maşinilor şi instalaţiilor se numără şi aceea a alegerii juste a celor mai potrivite scule dintr-o gamă de tipuri de scule disponibile.

Această situaţie trebuie rezolvată practic, de exemplu în cazul necesităţii stabilirii celor mai avantajoase oferte din punct de vedere calitativ la contractarea de scule din import. În acest caz contractarea se face de obicei pe baza unor caracteristici tehnice ale sculelor prezentate de firmele producătoare. Aceste caracteristici în unele cazuri nu sînt cele mai elocvente din punctul de vedere al capacităţii de aşchiere a sculelor aşchietoare, şi în aceste cazuri este evident faptul că opţiunea pentru o anumită calitate de scule poate duce la un efort valutar sporit şi nejustificat.

Un alt caz practic în care se pune problema aprecierii tipului de sculă optim de utilizat din punct de vedere tehnic este acela al alegerii dintr-o gamă de scule disponibile într-o întreprindere sau în ţară, a sculei care va satisface probabil în cea mai bună măsură condiţiile tehnice de lucru. Acest aspect este general valabil la proiectarea tehnologiilor de prelucrare pe maşini-unelte şi la aprovizionarea cu scule a întreprinderilor constructoare de maşini.

Considerăm că nu este necesar să mai insistăm asupra importanţei economice a rezolvării corecte a acestor probleme şi nici nu ne propunem a analiza factorii economici binecunoscuţi ce se au în vedere în aceste cazuri, astfel că ne vom referi în cele ce urmează numai la aspectul tehnic al problemei în discuţie.

Aprecierea comparativă a calităţii sculelor aşchietoare ce au aceeaşi destinaţie este simplă atunci cînd este necesar să se compare mai multe mărci sau tipuri de scule care lucrează la un singur regim de aşchiere cunoscut şi interesează numai durabilitatea lor, aşa cum se procedează în mod curent în astfel de alegeri. Pentru aceasta este suficient să se efectueze încercări de durabilitate la regimul respectiv, admiţînd un criteriu convenabil ca limită a procesului de uzare a sculei, de exemplu o anumită valoare admisibilă a uzurii acesteia pe faţa de aşezare principală, pe cea de degajare sau a uzurii radiale [1, 3, 4].

În aceste condiţii se poate întocmi şirul descrescător $T_1 \dots T_m$ al durabilităţilor, căruia i se asociază şirul descrescător al calităţii $C_1 \dots C_m$ a sculelor respective $S_1 \dots S_m$, astfel încît să avem corespondenţa biunivocă $T_1 \Leftrightarrow C_1$, $T_2 \Leftrightarrow C_2 \dots T_i \Leftrightarrow C_i \dots T_m \Leftrightarrow C_m$ (1). Această situaţie se poate întîlni cel mai frecvent în cazul sculelor destinate producţiei de masă, la maşini automate sau la linii automate, unde condiţiile de lucru ale sculelor se cunosc şi rămîn constante. Uneori însă, simultan cu o durabilitate cît mai mare a sculelor la regimul dat, se mai impun şi alte condiţii, astfel încît în urma procesului tehnologic de fabricaţie să rezulte nişte piese cu o precizie cît mai bună, suprafeţe cît mai netede, iar în procesul fabricaţiei să fie utilizată o energie cît mai mică, ceea ce se traduce în sistemul tehnologic de aşchiere prin necesitatea de a se lucra cu forţe de aşchiere cît mai mici. Realizarea acestor condiţii restrictive este numai într-o oarecare măsură legată direct de durabilitatea maximă a sculelor şi acest lucru decurge din complexitatea fenomenelor ce au loc în procesul aşchierii, în care se intercondiţionează şi se modifică reciproc proprietăţile straturilor de material al sculelor şi al pieselor în zona de aşchiere. De aici decurge ideea că realizarea durabilităţii maxime nu este unicul criteriu de apreciere a calităţii unei scule aşchietoare, ci că el mai trebuie completat uneori cu criterii ce se referă la măsura în care scula satisface efectiv condiţiile restrictive maximale impuse de procesul de fabricaţie. Cîteva din aceste criterii au fost enumerate mai sus [2, 5].

Legătura relativă care există între realizarea diferitelor condiţii suplimentare impuse unei scule ideale şi cea a realizării durabilităţii maxime derivă din influenţa pe care gradul de uzură al sculei o are asupra acestor parametri sintetici, întrucît uzura sculei modifică substanţial geometria şi microgeometria părţii active a sculei aşchietoare în zona activă, ceea ce face să varieze suficient de mult condiţiile de lucru reale ale sculei, faţă de cele optime. Deci, în cazul general al alegerii sculelor superioare destinate unui singur regim de lucru cunoscut este necesar să se apeleze şi la aceste criterii restrictive, care de asemenea se cunosc prin faptul că piesele de executat şi toate condiţiile impuse acestora sînt cunoscute. În plus, se cunoaşte cel puţin aproximativ şi importanţa procentuală a respectării acestor restricţii (întrucît în anumite condiţii de fabricaţie date nu toate restricţiile tehnologice posibile au aceeaşi importanţă). În cazul practic avem de ales dintr-o mulţime finită S de scule cu m elemente : $S = \{S_1 \dots S_m\}$, scula S_x care are capacitatea de aşchiere iniţială cea mai mare, deci scula cea mai bună din punct de vedere calitativ în momentul începerii lucrului acesteia.

Admiţînd că în urma unor încercări de laborator se determină toate caracteristicile de utilizare ale celor m scule diferite (aceste încercări sînt de regulă executate de producătorul sculelor), să notăm cu $k_1 \dots k_n$ coeficienţii de importanţă a indicatorilor, cu v_{ij} valorile reale ale indicatorilor i realizaţi de sculele j. Presupunînd că la indicatorul i intervalul de variaţie în cadrul mulţimii S a fost I unităţi de măsură, putem grupa într-un număr de clase de calităţi toate elementele mulţimii. Cu alte cuvinte, putem acorda note de exemplu de la zero la nouă fiecărei scule, pentru realizarea indicatorului respectiv într-o măsură mai mică sau mai mare. Evident că fiecare punct va fi acordat pentru aproximativ $\frac{I}{10}$ unităţi realizate mai favorabil faţă de scula care la indicatorul i a avut comportarea cea mai slabă v_0 şi care va primi obligatoriu nota zero, iar scula cea mai bună va primi la indicatorul analizat nota nouă. Nota sculei j pentru indicatorul i o vom nota în cele ce urmează cu simbolul N_{ij}.

Pentru a ţine cont de valorile k_i ale coeficienţilor de importanţă a indicatorilor, aceste note trebuie înmulţite cu coeficienţii respectivi, obţinînd în final pentru fiecare sculă şi indicator nişte note ponderate $k_i \cdot N_{ij}$. Este evident că scula cea mai bună calitativ va avea suma notelor ponderate maximă, iar şirul descrescător C al calităţii sculelor poate fi asociat cu şirul descrescător $\sum_{\substack{i=1 \\ j=1}}^{\substack{j=m \\ i=n}} k_i \cdot N_{ij}$ al sumelor notelor ponderate :

$$\sum_{\substack{i=1 \\ j=1}}^{\substack{j=m \\ i=n}} k_i \cdot N_{ij} = k_1 \cdot N_{1j} + K_2 \cdot n_{2j} + \dots k_n \cdot N_{nj} \quad (2)$$

Este recomandabil ca aceste calcule prezentate mai sus să fie sintetizate tabelar după cum se arată în tabelul 1.

Prin antiteză cu cazul descris mai sus, în condiţiile fabricaţiei de unicate şi serii mici este caracteristică şi interesantă alegerea sculelor care trebuie să lucreze la o gamă largă de regimuri de aşchiere, cu forţe de aşchiere diverse, realizînd piese de diferite precizii, ceea ce face ca dintre toate criteriile esenţial să fie numai acela al durabilităţii maxime, celelalte decurgînd aşa cum am arătat din el. Cum însă sculele vor lucra la un număr mare de regimuri de aşchiere diferite este necesar să se aleagă dintre toate cele u regimuri posibile un număr r de regimuri reprezentative.

În vederea reducerii cheltuielilor ce decurg din executarea încercărilor necesare este desigur de dorit ca numărul n să fie cît mai mic. Acest număr depinde foarte mult însă de gradul de dispersie al condiţiilor specifice în care se desfăşoară prelucrările în întreprinderea sau ramura respectivă şi uneori pentru a se obţine rezultate reprezentative este necesar să se apeleze la un număr de încercări n destul de mare. Rezultatele obţinute în fiecare din cele n încercări experimentale reprezentative ce trebuie efectuate au importanţă variabilă, în funcţie de probabilitatea utilizării mai îndelungate (sau mai frecvente) ale regimurilor reprezentative. Deci va trebui ca în calcule să se ţină seama de un coeficient de importanţă k'_i rezultat din timpul probabil t_{ij} de utilizare a sculei la regimul i şi timpul total de bază al unităţii, rezultat din suma timpilor de bază parţiali ai regimurilor respective $\sum\limits_{i=1}^{r} t_i$:

$$k'_i \quad \frac{t_i}{\sum\limits_{i=1}^{r} t_i} \tag{3}$$

În aceste condiţii este posibil ca în scopul omparării calităţii fiecărui tip de sculă să se calculeze o durabilitate echivalentă T_e, rezultată din însumarea durabilităţilor obţinute de scula respectivă la fiecare regim, ponderate cu coeficienţii de importanţă ai regimurilor.

$$T_{ej} = T_{1j}k'_1 + T_{2j}k'_2 + \ldots + T_{nj}k'_n = T'_{ij}k'_i \tag{4}$$

Se poate ca în aceste condiţii să asimilăm şirul descrescător al capacităţii de aşchiere C cu şirul durabilităţilor echivalente T_e, astfel încît să fie considerată sculă optimă aceea care este caracterizată de valoarea primului termen al şirului descrescător T_e.

Considerăm că este bine ca toate datele experimentale şi calculele să se înregistreze tabelar conform exemplului dat în tabelul 2.

Evident că şi materialul de prelucrat prin aşchiere variază calitativ foarte mult în secţiile şi unităţile economice cu producţie de unicate şi de aceea aspectele legate de variaţia regimurilor de aşchiere analizate anterior se regăsesc din nou atunci cînd se ţine cont de această variaţie. Proprietăţile materialelor aşchiate sînt relativ constante în cazul utilizării sculelor armate cu plăcuţe din carburi, întrucît grupa

Tabelul 1

Scula / Indicatorii	Coef. imp. k_i	Scula 1				Sc. j	Scula m			
		v_{i1}	$v_{i1}-v_{i0}$	v_{i1}	k_iN_{i1}	...	v_{im}	$v_{im}-v_{i0}$	N_{im}	k_iN_{im}
Durabilitate	k_1	v_{11}	$v_{11}-v_{10}$	n_{11}	k_1N_{11}	...	v_{1m}	$v_{1m}-v_{10}$	N_{1m}	k_1N_{1m}
Forţe de aşchiere	k_2	v_{21}	$v_{21}-v_{20}$	N_{21}	k_2I_{21}	...	v_{2m}	$v_{2m}-v_{20}$	N_{2m}	k_2N_{2m}
Precizia prelucrării	k_3	v_{31}	$v_{31}-v_{30}$	N_{31}	k_3N_{31}	...	v_{3m}	v_{3m} ă $-v_{30}$	N_{3m}	k_3N_{3m}
Rugozitatea	k_4	v_{41}	$v_{41}-v_{40}$	N_{41}	k_4N_{41}	...	v_{4m}	$v_{4m}-v_{40}$	N_{4m}	k_4N_{4m}
.										
.						...				
.										
Total	1	—	—	—	$\sum\limits_{i=1}^{n} k_iN_{i1}$	...	—	—	—	$\sum\limits_{i=1}^{n} k_iN_{im}$

Tabelul 2

Scula / Regimul	$k'_i = \frac{t_i}{\sum\limits_{i=1}^{r} t_i}$	Scula 1		Scula 2		Scula j	Scula m	
		T_{i1}	$k_i T_{i1}$	T_{i2}	$k_i T_{i2}$	...	T_{im}	$k_i T_{im}$
R_1	k'_1	T_{11}	$k_1 T_{11}$	T_{12}	$k_1 T_{12}$	...	T_{1m}	$k_1 T_{1m}$
R_2	k'_2	T_{21}	$k_2 T_{21}$	T_{22}	$k_2 T_{22}$	...	T_{2m}	$k_1 T_{1m}$
.	.	.	.	.	.	...	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.	.	.
R_r	k'_r	R_{r1}	$k_r T_{r1}$	T_{r2}	$k_r T_{r2}$	...	T_{rm}	$k_r T_{rm}$
Suma	1	—	$\sum\limits_{i=1}^{r} k'_1 T_{i1}$	—	$\sum\limits_{i=1}^{k} k_i T_{i2}$	...	—	$\sum\limits_{i=1}^{r} k_i T_{im}$

de utilizare a plăcuțelor este de regulă destinată unei game nu prea largi de materiale prelucrate. În cadrul fiecăreia din aceste game de materiale se pot alcătui grupe reprezentative, reunite în funcție de proprietățile medii ale acestora. Pentru fiecare grupă în parte este necesar să se întocmească un tabel ca cel de mai sus.

Dat fiind faptul că volumul total de așchii îndepărtat din fiecare material variază, în final se va ține cont și de coeficientul de pondere a materialului k_p, coeficient cu care se vor înmulți toate durabilitățile echivalente ale sculelor.

Admițînd că avem w materiale, fiecare cu ponderile $k_p = k_{p1} \ldots k_{pm} \ldots k_{pw}$, durabilitatea echivalentă pentru fiecare sculă j trebuie calculată cu relația :

$$\begin{aligned} T'_{ej} &= k_{p1} \sum_{i'=1}^{r1} k'_i T_{i'j} + k_{p2} \sum_{i'=1}^{rm} k'_i T_{i'j} k + \ldots + \\ &+ k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} k'_i T_{i'j} \ldots + k_{pw} \sum_{i'=1}^{rw} k'_i T_{i'j} = \\ &= k_{p1} T_{e1j} + k_{p2} T_{e2j} + \ldots + k_{pw} T_{ewj} = \\ &= \sum_{m=1}^{w} k_{pm} T_{emj} = \sum_{m=1}^{w} k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} T_{i'j} k'_i \end{aligned} \tag{5}$$

unde $r_1 \ldots r_m \ldots r_w$ sînt regimurile în care se prelucrează materialele $m_1 \ldots m_m \ldots m_w$.

Aceasta face posibil să se pună în evidență prin calcul concluzia care rezultă adesea din practică și anume, că din punct de vedere al durabilității, unele tipuri de scule ce se comportă mai bine în exploatare la prelucrarea unor anumite materiale nu sînt cele mai indicate în anumite condiții, dacă există alte scule care se comportă mai bine sau la fel de bine la prelucrarea altor materiale utilizate într-o măsură mai mare decît primele.

Raționamentul în baza căruia s-a obținut durabilitatea echivalentă T'_{ej} poate fi repetat și pentru ceilalți indicatori ce exprimă simultan cu durabilitatea, capacitatea de așchiere a unei scule.

În acest fel se obține din punctul de vedere al forțelor de așchiere expresia forței de așchiere echivalentă pentru o sculă oarecare j, ce așchiază un material oarecare m, într-un regim oarecare i' :

$$\begin{aligned} F'_{ej} &= k_{p1} \sum_{i'=1}^{r1} k'_i F_{i'j} + k_{p2} \sum_{i'=1}^{r2} k'_i F_{i'j} + \ldots + \\ &+ k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} k'_i F_{ij} \ldots + k_{pw} \sum_{i'=1}^{rw} k'_i F_{i'j} = k_{p1} F_{e1j} + \\ &+ k_{p2} F_{e2j} + \ldots + k_{pw} F_{ewj} = \sum_{m=1}^{w} k_{pm} F_{emj} = \\ &= \sum_{m=1}^{w} k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} F_{i'j} k'_i \, . \end{aligned} \tag{6}$$

În mod similar, pentru rugozități obținem :

$$\begin{aligned} R'_{ej} &= k_{p1} \sum_{i'=1}^{r1} k'_i R_{i'j} + k_{p2} \sum_{i'=1}^{r2} k'_i R_{i'j} + \ldots + \\ &+ k_{pm} \sum_{i'=1}^{m} k'_i R_{ij} \ldots + k_{pw} \sum_{i'=1}^{rw} k'_i R_{i'j} = \\ &= k_{p1} R_{e1j} + k_{p2} R_{e2j} + \ldots + k_{pw} R_{ewj} = \\ &= \sum_{m=1}^{w} k_{pm} R_{emj} = \sum_{m=1}^{w} k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} R_{i'j} k'_i \cdot \end{aligned} \tag{7}$$

Pentru precizia pieselor prelucrate vom avea :

$$\begin{aligned} P'_{ej} &= k_{p1} \sum_{i'=1}^{r1} k'_i P_{i'j} + k_{p2} \sum_{i'=1}^{r2} k'_i P_{i'j} + \ldots + \\ &+ k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} k'_i P_{ij} \ldots + k_{pw} \sum_{i'=1}^{rw} k'_i P_{i'j} = \\ &= k_{p1} P_{e1j} + k_{p2} P_{e2j} + \ldots + k_{pw} P_{ewj} = \\ &= \sum_{m=1}^{w} k_{pm} P_{emj} = \sum_{m=1}^{w} k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} P_{i'j} k'_i \cdot \end{aligned} \tag{8}$$

Din punct de vedere al energiei consumate la așchiere avem :

$$\begin{aligned} E'_{ej} &= k_{p1} \sum_{i'=1}^{r1} k'_i E_{i'j} + k_{p2} \sum_{i'=1}^{r2} k'_i E_{i'j} + \ldots + \\ &+ k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} k'_i E_{ij} + \ldots + k_{pw} \sum_{i'=1}^{rw} k'_i E_{i'j} = \\ &= k_{p1} E_{e1j} + k_{p2} E_{e2j} + \ldots + k_{pw} E_{ewj} = \\ &= \sum_{m=1}^{w} k_{pm} E_{ewj} = \sum_{m=1}^{w} k_{pm} \sum_{i'=1}^{rm} E_{i'j} k'_i . \end{aligned} \tag{9}$$

Capacitatea de așchiere a sculei j, definită ca sumă ponderată a notelor corespunzătoare indicatorilor procesului de așchiere calculați mai sus, va avea prin urmare expresia generală :

$$\begin{aligned} C_{aj} &= k_T N'_{Tj} + k_F N'_{Fj} + k_P N'_{Pj} + k_P N'_{Rj} + \\ &+ k_E N'_{Ej} + + \ldots = \sum_{i=1}^{n} k_i N_{ij}, \end{aligned} \tag{10}$$

unde k_i sînt coeficienții de importanță ai indicatorilor, iar N_{ij} notele relative ale sculei j, obținute la indicatorii i.

Relaţia (10) poate fi considerată ca avînd valabilitate practică generală pentru orice tip de producţie organizată.

În cazul unei game nu prea largi de materiale şi de regimuri utilizate se poate recurge la experimentări chiar cu toate materialele şi regimurile respective, stabilite pe criteriul fiabilităţii maxime a produselor fabricate.

Calculele se pot face foarte comod pe un calculator electronic.

Din cele de mai sus rezultă **următoarele concluzii:**

1. Dintre mai multe tipuri de scule cu aceeaşi destinaţie este foarte important să se utilizeze sculele cu cea mai mare capacitate de aşchiere.

2. Aprecierea comparativă a capacităţii de aşchiere a sculelor se poate face fie numai pe baza comparării durabilităţii acestora la regimul de lucru dat (cînd acesta se cunoaşte) fie pe baza completării acestui criteriu cu altele referitoare la unele fenomene tehnologice ce interesează în mod deosebit în unele cazuri particulare (forţe, precizie etc.).

3. Pentru a aprecia comparativ în mod just calitatea unor diferite scule cu aceeaşi destinaţie este necesar să se ţină cont de ponderea în totalul timpului de bază de totalul timpului regimurilor alese ca reprezentative pentru experimentări. De asemenea, este necesar să se ţină seama de caracteristicile materialelor aşchiate, precum şi de ponderea materialelor alese ca reprezentative pentru experimentări, în totalul materialului îndepărtat prin aşchiere.

4. Ţinînd seama de cele de mai sus, se propun relaţii de calcul utile în studiul comparativ al calităţii sculelor aşchietoare.

În baza acestor relaţii, în Institutul politehnic din Bucureşti se desfăşoară unele cercetări privind optimizarea utilizării sculelor cu plăcuţe din carburi metalice obţinute din materiale româneşti.

BIBLIOGRAFIE

1. *Duca, Z.* : — Bazele teoretice ale prelucrărilor pe maşini unelte — Editura didactilcă şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
2. *Enache, St.* — La qualité des surfaces usinées — Ed. Dunod, Paris, 1972.
3. *Makarov, A. D.* : — Iznos i stoicost rejuşcih instrumentov. Maşinostroenie, Moskva, 1966.
4. * * * — Manualul inginerului mecanic, vol. 3, Ed. tehnică, Bucureşti, 1972.
5. *Gladcov, P.* : — Experimentări asupra durabilităţii cuţitelor de strung armate cu plăcuţe din carburi metalice grupa K10, obţinute din materiale româneşti. În : „Prima conferinţă naţională de maşini-unelte", vol. I, Institutul politehnic, Bucureşti, 1974.

CZ : 621.757 ;621.9 :621.941

Dispozitive modulare pentru fixarea sculelor pe strunguri normale

Prof. dr. ing. Voicu **TACHE** ; asist. ing. Ioan **POPESCU** — Institutul politehnic — Bucureşti
Ing. Ştefos **KARALIS** — Întreprinderea de utilaj chimic — Borzeşti
Ing. Viorel **SCURTU** — Întreprinderea „23 August" — Bucureşti

1. Introducere

Parametrii de precizie, productivitate şi preţ de cost ai prelucrărilor pe strunguri normale cu comandă convenţională sau numerică sînt influenţaţi de caracteristicile echipării strungurilor cu SDV-uri. În vederea realizării unor performanţe superioare la prelucrarea pe strunguri normale este necesar ca precizia şi rigiditatea fixării sculelor să fie cît mai ridicate, iar timpul de fixare şi costul sculelor şi al dispozitivelor cît mai reduse [4]. De asemenea, trebuie să se aibă în vedere şi aspectul universalităţii sculelor şi dispozitivelor de fixare.

În această lucrare se prezintă un set de dispozitive modulare de fixare a sculelor pe strunguri normale. Pe plan mondial există realizări similare, diferenţiate constructiv sau ca structură [1], iar studiul comparativ al acestora a servit la conceperea şi realizarea pentru prima dată în ţară a setului de dispozitive modulare. Totodată, prin setul realizat sînt materializate şi o parte a rezultatelor cercetărilor teoretice şi experimentale dezvoltate în ultimii ani la catedra de tehnologie a construcţiei de maşini. Astfel, setul cuprinde elemente noi în raport cu cele cunoscute pînă în prezent.

2. Structura setului de dispozitive modulare pentru fixarea sculelor pe strunguri normale

Structura setului de dispozitive modulare a fost concepută corespunzător gradului de universalitate a prelucrărilor ce se pot realiza pe strunguri. După cum este cunoscut, pe strungurile normale se pot realiza prelucrări cu scule avînd diferite forme ale părţii de fixare, iar sculele pot fi fixate prin sisteme destul de variate, aşa cum rezultă din tabelul 1 [3].

Tabelul 1

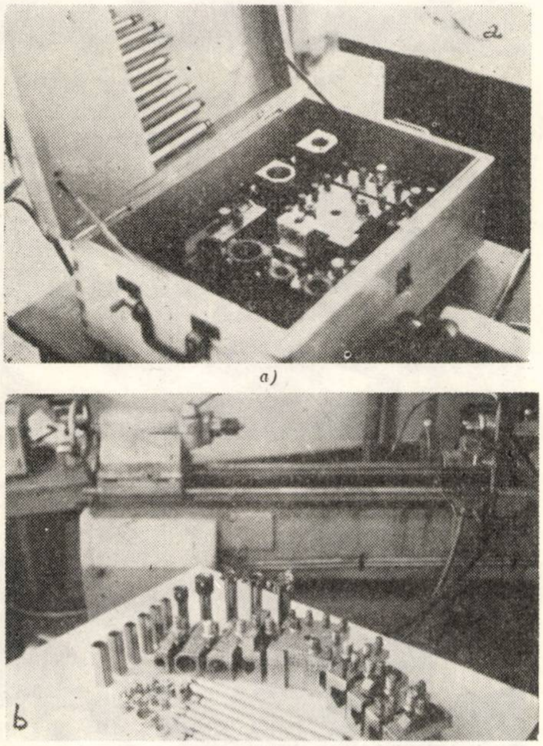
Clasele de scule și sistemele de orientare și fixare a lor

Scule	*Suprafața de orientare caracteristică*	*Clasa de scule*	*Sistemul de orientare și fixare a sculelor*	*Reazemul de orientare caracteristic*	*Dispozitive* (exemple)
Cuțite	plană	1 →	I	reazem plan	suport portcuțit
Burghie, burghie de centruire, alezoare, adîncitoare, teșitoare, freze, cuțite, tarozi, filiere.	cilindrică exterioară	2 → →	III IV	bucșă cilindrică reazem autocentrat	suport pentru prinderea tarozilor mandrină
Cuțite, disc, freze	cilindrică interioară	3 →	II	dorn cilindric	suport pentru cuțite disc
Burghie, alezoare, adîncitoare, teșitoare, freze	conică exterioară	4 →	V	bucșă conică	bucșă de reducție
Alezoare, adîncitoare	conică interioară	5 →	IV	dorn conic	dorn pentru prinderea adîncitoarelor

La baza concepției de realizare a elementelor care materializează sistemele de orientare și fixare a sculelor au stat următoarele principii :

— asigurarea unor precizii și rigidități ridicate la fixarea sculelor ;
— reducerea forțelor și a timpilor de fixare ;
— asigurarea unui înalt grad de universalitate ;
— introducerea unor noi soluții la orientarea și fixarea sculelor.

Precizia ridicată a fixării sculelor a fost asigurată prin utilizarea dispozitivelor interschimbabile și a cuțitelor cu autoorientare după locaș unghiular [5, 6]. În ceea ce privește sporul de rigiditate la fixarea cuțitelor și barelor de strunjit, acesta a rezultat din utilizarea soluției de orientare după locaș unghiular [6], în condițiile reducerii substanțiale a forțelor de fixare. Totodată, trebuie amintit că setul de dispozitive asigură condiții diferențiate de rigiditate, întrucît creează condiții de fixare a sculelor direct într-un dispozitiv de bază sau prin dispozitive și elemente interschimbabile. Timpii de fixare se pot reduce mult prin utilizarea dispozitivelor interschimbabile a cuțitelor cu autoorientare și a sistemelor de fixare cu un singur element de acționare. Astfel, sistemele de fixare cu plunjere și pîrghie, cu pană sau cu hidroplast, asigură strîngerea sculelor în două puncte, după baza de fixare a acestora, prin acționarea unui singur element cu filet. Oricare dintre aceste sisteme de fixare este superior ca productivitate sistemului clasic prevăzut cu două la patru șuruburi și echivalent sau superior ca rigiditate.



a)

b)

Fig. 1. a. b — Vedere de ansamblu a setului de dispozitive modulare.

Generalizarea în construcția setului de dispozitive a unuia dintre sistemele de fixare menționate rămîne la latitudinea întreprinderilor constructoare și a celor beneficiare.

Gradul înalt de universalitate al setului de dispozitive este conferit de posibilitatea fixării diferitelor tipuri de scule și de numărul ridicat al variantelor de fixare a acestora pe strunguri. Cu elementele setului realizat pot fi constituite în jur de o sută de variante constructive de dispozitive de fixare a sculelor uzuale pe strungurile normale. Din punct de vedere structural setul de dispozitive modulare se compune din cinci grupe de elemente :

1. dispozitiv de bază ;
2. dispozitive interschimbabile în care se pot fixa sculele, atașabile dispozitivului de bază ;
3. elemente interschimbabile de ordinul întîi, în care se pot fixa sculele și sînt atașabile dispozitivelor interschimbabile ;
4. elemente interschimbabile de ordinul doi, care se pot monta în cele de ordinul întîi, în vederea măririi gamei dimensionale a sculelor ce pot fi fixate ;
5. elemente standardizate : bucșe de reducție con Morse 1···5 — STAS 252—60 ; mandrine — STAS 1657—66 ș.a.

O vedere de ansamblu a setului realizat este prezentată în figura 2.

Dispozitivul de bază este prevăzut cu două locaşuri pentru fixarea dispozitivelor interschimbabile, un locaş clasic şi unul unghiular, în care sculele se pot fixa direct în dispozitivul de bază. Nu există nici un impediment în acceptarea de către întreprinderea constructoare a oricărui alt sistem de legătură între dispozitivul de bază şi cele interschimbabile (Întreprinderea de strunguri-Arad foloseşte în prezent sistemul francez ,,Ramo"). Dispozitivele interschimbabile pentru fixarea sculelor prismatice (cuţite clasice, cuţite cu autoorientare etc) sînt construite cu locaşuri clasice sau unghiulare (fig. 3) şi sînt prevăzute cu diferite sisteme de fixare : cu şuruburi; cu şurub, plunjere şi pîrghie; cu şurub şi hidroplast.

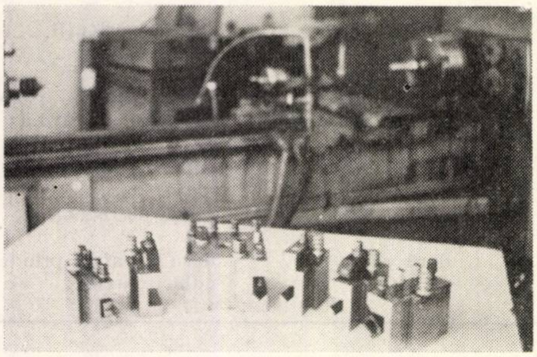


Fig. 2. — Dispozitive pentru prinderea sculelor prismatice

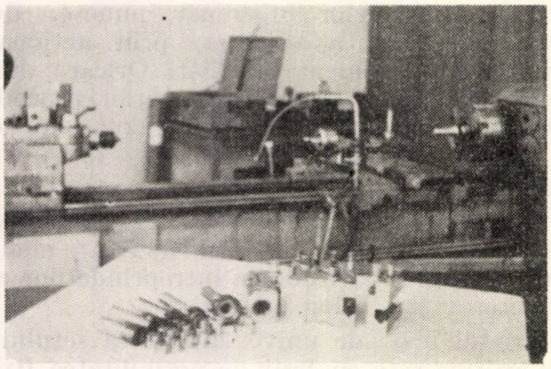


Fig. 3. — Dispozitive pentru prinderea sculelor cu cozi cilindrice.

Pentru fixarea sculelor cu cozi cilindrice (fig. 4), inclusiv bare pentru strunjit, pot fi utilizate dispozitivele cu locaşuri unghiulare, bucşele cu prindere după locaş unghiular, mandrinele etc. Pentru filiere şi tarozi sînt prevăzute elemente interschimbabile de ordinul întîi şi doi, care se fixează într-un dispozitiv interschimbabil de construcţie specială şi care permite avansul liber sau automat al sculei de filetat.

Pentru fixarea sculelor cu cozi conice şi a mandrinelor (fig. 5) au fost prevăzute dispozitive interschimbabile cu conuri Morse 3 şi 5, în vederea fixării directe sau prin bucşe de reducţie.

Numărul total al dispozitivelor interschimbabile din set este recomandabil să fie de opt

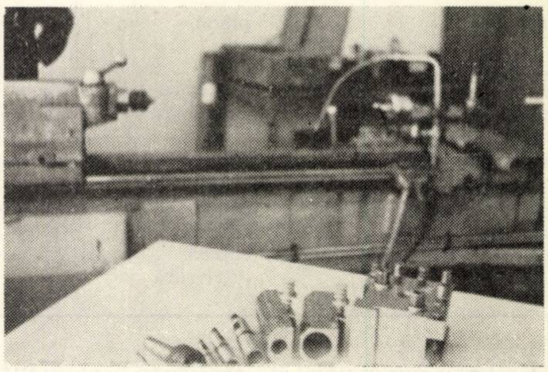


Fig. 4. — Dispozitive pentru prinderea sculelor cu cozi conice

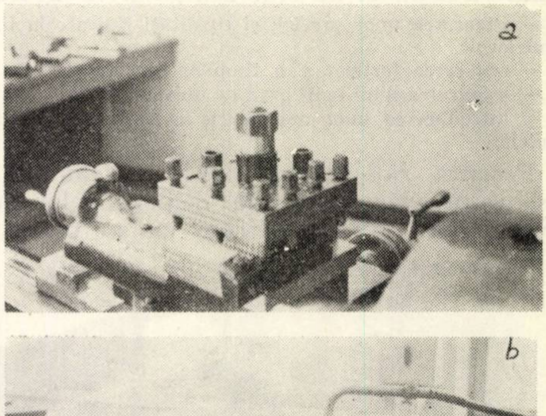


Fig. 5. a — Prinderea cuţitelor în dispozitivul de bază
5. b. — Prinderea cuţitelor în dispozitiv interschimbabil
5. c. — Prinderea filierelor

pînă la zece. Gama dimensională a acestora şi a restului elementelor depinde respectiv de mărimea strungurilor şi a sculelor pentru care sînt destinate. Constructiv, se pot prevedea corespunzător diverselor necesităţi speciale, elemente interschimbabile de ordinul întîi pentru fixarea cuţitelor profilate, disc şi prismatice, sau a mandrinelor speciale de filetare, de alezare etc.

În figurile 6 şi 7 se prezintă cîteva exemple de echipare cu scule, folosind setul prezentat, pentru strungul SN 400 fabricat de Întreprinderea de strunguri din Arad.

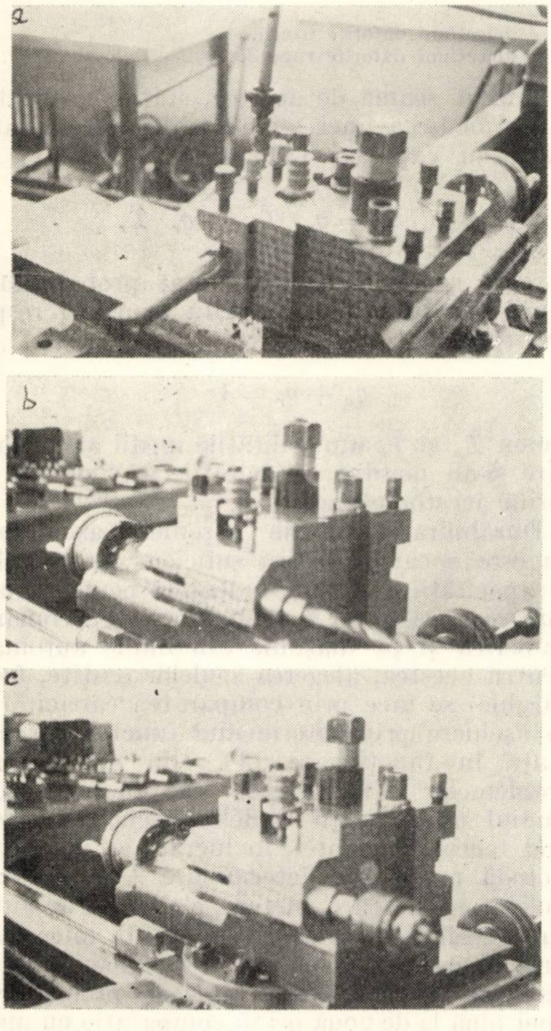


Fig. 6. a — Prinderea barelor de strunjit
6. b. — Prinderea burghielor în dispozitiv interschimbabil
6. c. — Prinderea burghielor în mandrină

Experimentările efectuate în laboratorul catedrei de tehnologie a construcţiei de maşini a Institutului politehnic din Bucureşti au demonstrat o stabilitate funcţională bună a dispozitivelor realizate. Spre exemplu, procesul de strunjire longitudinală a oţelului OLC 45 decurge fără apariţia vibraţiilor pentru regimuri de lucru în jur de : $t=10$ mm ; $s=0{,}1$ mm/rot şi $v=150$ m/min, chiar în situaţia utilizării dispozitivelor interschimbabile.

3. Concluzii

Cercetarea, proiectarea şi realizarea pentru prima dată în ţară a unui astfel de set de dispozitive modulare pentru strunguri contribuie la rezolvarea unei probleme de actualitate pentru industria constructoare de maşini. Setul de dispozitive prezentat cuprinde o serie de elemente noi în raport cu realizările similare ale altor firme specializate din străinătate. Fabricarea centralizată, în serie, similar firmelor din alte ţări, constituie o necesitate şi pentru industria noastră. Practic, orice strung normal trebuie echipat cu un astfel de set de dispozitive, care contribuie la lărgirea posibilităţilor de lucru, la exploatarea economică, la uşurarea condiţiilor de muncă, la creşterea competitivităţii pe pieţele externe.

Introducerea unor noi soluţii de orientare şi fixare a sculelor după locaş unghiular pentru cuţitele cu autoorientare şi barele de strunjit, fixările cu plunjere şi pîrghie, cu hidroplast sau cu pană, contribuie la ridicarea performanţelor de precizie, rigiditate şi timp de fixare a sculelor. Setul de dispozitive prezentat se caracterizează prin larga universalitate a tipurilor sculelor ce pot fi utilizate, prin tipurile dispozitivelor ce pot fi realizate, prin tipurile sistemelor de prindere ce pot fi adoptate, prin precizii şi rigidităţi ale prinderii sculelor diferenţiate, prin timpi de schimbare a sculelor reduşi. Aceste caracteristici răspund dezideratelor producţiei industriale moderne, caracterizate printre altele prin schimbarea frecventă a produselor.

Rezultatele cercetărilor teoretice şi experimentale, materializate în cazul de faţă în setul de dispozitive modulare realizat, pot fi preluate, dezvoltate şi aplicate pentru producţia centralizată de către întreprinderile specializate în construcţia de dispozitive.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Prospectele firmelor : Impero-Italia ; Kingston-Anglia ; Ramo-Franţa ; Heid, Toolfix, Klopfer-Renningen-R.F.G. ; Eszetergakestarto-Danuvia-Ungaria ; Fagersta A.B. — Suedia ; Potisje-ADA-Iugoslavia ; Preslav-Bulgaria ; Danuvia-Ungaria ; Safas A.G.-Maschinenfabrik-Biel-Elveţia etc.

2. *Stănescu, I., Tache, V.* : Dispozitive pentru maşini-unelte. Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

3. *Popescu, I.* : Analiza generalizată a schemelor de orientare, fixare şi antrenare a sculelor aşchietoare pe maşini-unelte. Standardizarea română, nr. 5, 1973.

4. *Popescu, I.* : Ottimizzazione dei dispositivi di presa degli utensili che lavorano con esportazione di trucciolo. Macchine-Italia, nr. 11, 1973.

5. *Popescu I.* : Cuţite cu autoorientare pentru prelucrări prin aşchiere. Dosar O.S.I.M. 70853/1972, caracterizat ca invenţie, 1974.

6. *Popescu I.* : Dispozitiv de autofrînare pentru prinderea cuţitelor cu autoorientare. Dosar O.S.I.M. 73000/1972.

CZ: 621

Determinarea rapidă a durabilității sculelor așchietoare

Dr. ing. Alexandru **DORIN** — Institutul politehnic – București

Introducere

Folosirea tot mai frecventă în industria constructoare de mașini a materialelor greu prelucrabile, extinderea prelucrărilor prin așchiere pe mașini-unelte cu comandă numerică și pe linii tehnologice automate, impun stabilirea cu exactitate a durabilității sculelor așchietoare. În prezent, de regulă durabilitatea sculelor așchietoare se consideră — pentru un regim de așchiere unic — ca fiind determinată și constantă. În realitate s-au obținut variații însemnate ale durabilității sculei din cauza influenței unui număr mare de factori care nu pot fi menținuți constanți în timpul prelucrării.

Se știe că durabilitatea unei scule așchietoare este determinată de o serie de factori, dintre care cei mai importanți sînt: calitatea sculei (care este caracterizată de totalitatea parametrilor fizico-mecanici, geometrici, constructivi) și condițiile de exploatare (caracterizate de proprietățile materialului de prelucrat, parametrii regimului de așchiere, rigiditatea sistemului elastic mașină-unealtă-sculă-piesă-dispozitiv). Influența acestor factori asupra durabilității este diferită, durabilitatea fiind o mărime aleatoare [1, 2]. Faptul că durabilitatea mărime aleatoare este considerată o mărime constantă are consecințe defavorabile în primul rînd asupra determinării valorii acesteia. Deși se acceptă în general că cea mai precisă metodă pentru obținerea valorii durabilității sculelor sînt testele de lungă durată, s-au obținut variații considerabile între rezultatele obținute în condiții de laborator și cele din producția de serie. Pe baza încercărilor de durabilitate efectuate în întreprinderile producătoare de scule s-a stabilit că, coeficientul de variație al durabilității V_T, care reprezintă raportul dintre abaterea medie pătratică și media împrăștierii durabilității, ia valori cuprinse între 0,15 și 0,25 și uneori între 0,3 și 0,75 [2, 3].

Trebuie arătat că această variație a lui V_T se datorește condițiilor diferite de determinare efectuate în laborator față de condițiile reale de funcționare ale unei scule. Încercările de laborator efectuate pentru determinarea durabilității se fac în majoritatea cazurilor pe epruvete cilindrice. Criteriul de uzură este de regulă criteriul uzurii optime $h_{\alpha opt}$, spre deosebire de condițiile din producție unde criteriul de uzură este impus de precizia și rugozitatea suprafețelor prelucrate.

Analiza cauzelor care provoacă defectarea sculelor așchietoare a condus la clasificarea acestora în:

- defecțiuni datorite uzurii,
- defecțiuni datorite ruperilor.

Ținînd seama de acestea, statistic, durabilitatea medie a unei scule așchietoare se calculează cu expresia [3]:

$$\bar{T} = q_u \cdot \bar{T}_u + q_r \cdot \bar{T}_r \tag{1}$$

în care cu q_u și q_r s-au notat probabilitățile ieșirii din funcțiune datorită uzurii și respectiv ruperii sculelor.

$$q_u + q_r = 1 \tag{2}$$

iar cu $\bar{T}_u$ și $\bar{T}_r$ durabilitățile medii ale sculelor care și-au pierdut capacitățile așchietoare datorită acestor cauze.

Durabilitatea medie a sculelor așchietoare nu este o caracteristică suficient de completă a capacității de lucru, îndeosebi pentru sculele care se folosesc pe mașinile-unelte cu comandă numerică și pe mașinile din liniile automate. Pentru acestea, alegerea sculelor (cuțite, freze, burghie) se face prin compararea capacităților de așchiere prin intermediul funcției de siguranță în funcționare [4]. Din multitudinea problemelor care se pot soluționa abordînd studiul durabilității sculelor așchietoare folosind teoria siguranței, în lucrare se prezintă o metodă rapidă de determinare a durabilității sculelor așchietoare, metodă elaborată de autor, care prezintă avantajul că permite micșorarea duratei de determinare și a consumului de material de scule și a duratei de prelucrat de cinci pînă la de nouă ori în comparație cu metoda clasică.

Modelul matematic al procesului de uzură

La elaborarea metodei de încercări accelerate la durabilitate a sculelor așchietoare s-a considerat că procesul dăunător care afectează capacitatea de așchiere a sculelor este uzura. În figura 1 sînt prezentate curbele caracteristice de uzură pentru alezoarele cilindrice cu diametrul de 10 mm, unghiul de așezare $\alpha = 8°$, unghiul de degajare $\gamma = 0°$, fațeta pe partea de calibrare $f = 0,2$ mm. Pe curbe se disting cele trei porțiuni caracteristice (pe care panta curbei, respectiv viteza de uzură sînt aproximativ constante) corespunzătoare perioadei de amorsare a uzurii (I), perioadei de uzură normală (II) şi perioadei de uzură catastrofală (III).

În general porţiunea corespunzătoare uzurii normale (de regim) este liniara sau poate fi

— $\varepsilon_n < \varepsilon_{acc1} < \varepsilon_{acc2}$; $h_{\alpha adm}$ — valoarea uzurii admisibile pe faţa de aşezare stabilită în baza unui criteriu de uzură;

— $h_{\alpha ij}$ — valoarea uzurii iniţiale de pe porţiunea de uzură de regim a caracteristicii de uzură (fig. 3);

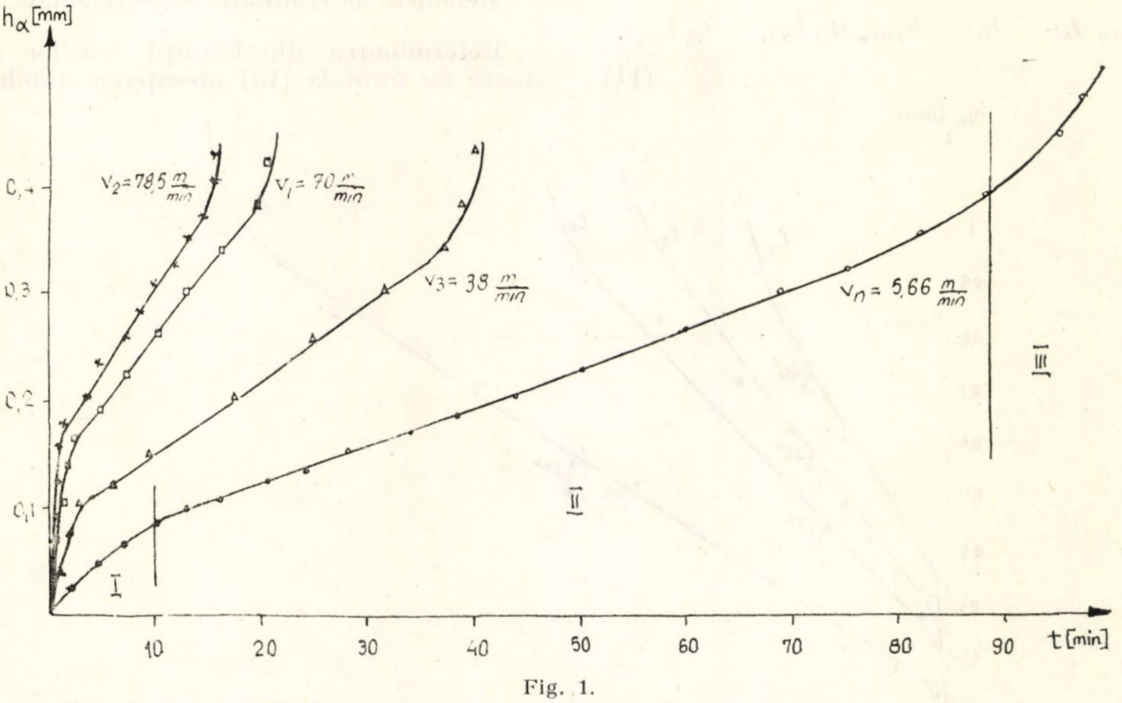


Fig. 1.

liniarizată fără introducerea unor prea mari erori la majoritatea sculelor aşchietoare. În cazul liniarizării procesului de uzură funcţia aleatoare nestaţionară $h(t)$ dependentă de regimul de aşchiere se aproximează printr-o funcţie aleatoare liniară de forma:

$$h(t) = h_i + m \cdot t \qquad (3)$$

în care h_i este valoarea uzurii la sfîrşitul perioadei de amorsare, iar m este viteza de uzură (h_i şi m sînt de asemenea mărimi aleatoare).

În cazul sculelor aşchietoare de tip: cuţite de strung, burghie elicoidale, freze cilindrice, alezoare, procesul de uzură în funcţie de condiţiile de aşchiere este descris de o funcţie aleatoare liniară în evantai (polară) [5] de forma:

$$h_\alpha(t) - h_{\alpha p} = m(\varepsilon)(t - t_p) \qquad (4)$$

în care t_p şi $h_{\alpha p}$ sînt coordonatele polului P(fig. 2)

Funcţia liniară în evantai poate servi la stabilirea unei metode accelerate de determinare experimentală a durabilităţii sculelor aşchietoare.

Relaţii de calcul pentru stabilirea durabilităţii

Se consideră trei regimuri de aşchiere diferite:

— ε_n regimul normal de funcţionare al sculei;

— ε_{acc1} şi ε_{acc2} regimuri accelerate de încercare [6];

— t_{i1}, t_{i2}, t_{in} — timpii corespunzători atingerii valorii $h_{\alpha ij}$ în regimurile ε_{acc1} şi ε_{acc2} şi respectiv — ε_n; t_{acc1} şi t_{acc2} — timpii corespunzători atingerii uzurii $h_{\alpha adm}$ în regimurile de aşchiere ε_{acc1} şi ε_{acc2}.

Se scriu ecuaţiile dreptelor AA' şi BB' cunoscînd coordonatele punctelor $A(t_{i2}, h_{\alpha i2})$, $A(t_{acc2}, h_{\alpha adm})$, $B(t_{i1}, h_{\alpha i1})$ $B'(t_{acc1}, h_{\alpha adm})$.

$$(AA') \equiv \frac{h_\alpha - h_{\alpha i2}}{h_{\alpha adm} - h_{\alpha i2}} = \frac{t - t_{i2}}{t_{acc2} - t_{i2}} \qquad (5)$$

$$(BB') \equiv \frac{h_\alpha - h_{\alpha i1}}{h_{\alpha adm} - h_{\alpha i1}} = \frac{t - t_{i1}}{t_{acc1} - t_{i1}} \qquad (6)$$

Intersectînd dreptele (AA') şi (BB')rezultă coordonatele polului $P(t_p, h_{\alpha p})$

$$t_p = \frac{E_1}{E_2} \qquad (7)$$

unde

$$E_1 = t_{acc1}(h_{\alpha adm} \cdot t_{i2} + h_{\alpha i2} \cdot t_{acc2} - h_{\alpha i2} \cdot t_{i2}) - $$
$$- t_{acc2}(h_{\alpha adm} t_{i1} + t_{acc1} h_{\alpha i1} - t_{i1} h_{\alpha i1}) \qquad (8)$$

$$E_2 = (t_{acc1} - t_{i1})(h_{\alpha adm} - h_{\alpha i1}) - $$
$$- (t_{acc2} - t_{i2})(h_{\alpha adm} - h_{\alpha i2}) \qquad (9)$$

$$h_{\alpha p}=\frac{E_3}{E_2} \tag{10}$$

$$E_3=t_{acc\,1}h_{\alpha\,i2}(h_{\alpha\,adm}-h_{\alpha\,i1})-t_{acc\,2}h_{\alpha\,i1}(h_{\alpha\,adm}-h_{\alpha i2})+$$

$$+\,h^2_{\alpha\,adm}\,(t_{\alpha i2}-t_{i1})+h_{\alpha\,adm}\,(t_{i1}\,h_{\alpha\,i1}-t_{i2}\,h_{\alpha i2}). \tag{11}$$

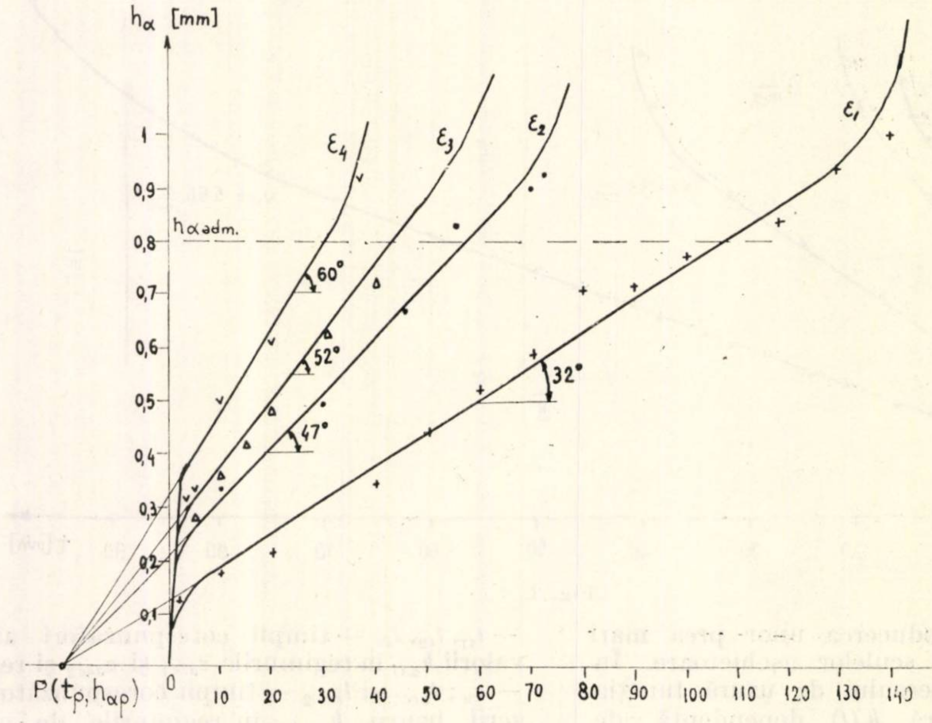


Fig. 2

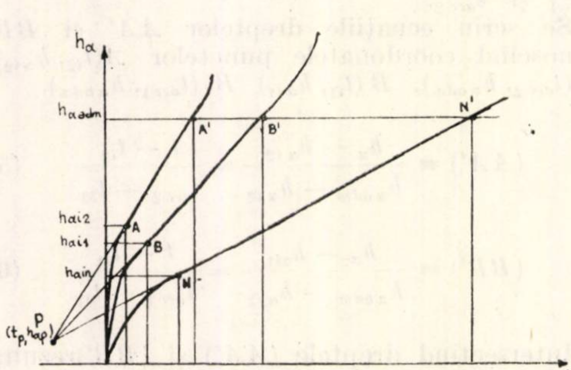


Fig. 3

Se scrie ecuaţia dreptei care trece prin punctele $P\,(t_p\,h_{\alpha p})$ şi $N\,(t_{in},h_{\alpha in})$:

$$(PN)\equiv\frac{h_\alpha-h_{\alpha p}}{h_{\alpha\,in}-h_{\alpha p}}=\frac{t-t_p}{t_{in}-t_p} \tag{12}$$

Intersectînd dreapta PN cu dreapta $h_\alpha=h_{\alpha adm}$ rezultă valoarea durabilităţii sculei aşchietoare în regimul normal de aşchiere ε_n:

$$T_n=\frac{(h_{\alpha\,adm}-h_{\alpha p})\,(t_{in}-t_p)}{h_{\alpha\,in}-h_{\alpha p}}+t_p\,. \tag{13}$$

Metodica determinării experimentale

Determinarea durabilităţii sculelor aşchietoare cu formula (13) presupune stabilirea pe cale experimentală a valorilor $h_{\alpha i1}$, $h_{\alpha i2}$, $h_{\alpha in}$, t_{acc1}, t_{acc2}.

Pentru aceasta se procedează astfel:

1) Se prelucrează cu regimul de aşchiere accelerat $\varepsilon_{acc\,1}\,(V_1, S_1, t_1)$. În timpul prelucrării se măsoară după un minut-două (t_1) mărimea uzurii $h_{\alpha i1}$, iar la atingerea uzurii $h_{\alpha adm}$ se inregistrează valoarea t_{acc1}.

2) Se prelucrează în regimul de aşchiere accelerat $\varepsilon_{acc\,2}\,(V_2, S_1, t_1)$. Se măsoară după un minut-două (t_{i2}) mărimea uzurii $h_{\alpha i\,2}$ şi se determină timpul t_{acc2} care scula s-a uzat pînă la valoarea $h_{\alpha adm}$.

3) Se efectuează prelucrarea in regimul de aşchiere normal $\varepsilon_n\,(v_n, s_n, t_n)$ timp de $t_{in}=$ $=(5\ldots.10)$ minute şi se măsoară valoarea uzurii $h_{\alpha in}$.

4) Cu valorile t_{i1}, t_{i2}, t_{acc1}, t_{acc2}, h_{ii1}, h_{ti2}, $h_{\alpha adm}$ se determină coordonatele $h_{\alpha p}$ şi t_p cu formulele (7) . . . (11). După calcularea acestora cu formula (13) se determină durabilitatea sculei T_n, corespunzătoare regimului de aşchiere ε_n.

Alegerea regimurilor de aşchiere $\varepsilon_{acc\,1}$ şi $\varepsilon_{acc\,2}$ se face ţinînd seama de următorele considerente :

— Cu cît vitezele v_1 şi v_2 sînt mai mari cu atît durata determinărilor este mai mică (de circa 5—10 mm) funcţie de tipul sculei şi de natura materialului de prelucrat.

— Valorile v_1 şi v_2 nu trebuie să depăşească viteza critică v_{cr} la care se trece direct de la uzura de amorsare la uzura catastrofală. Stabilirea lui v_{cr} se poate face analitic [6] sau prin încercări succesive pe maşina-unealtă în funcţie de sculă, materialul acesteia şi materialul de prelucrat.

Stabilirea numărului de scule necesare determinărilor se face în funcţie de precizia impusă de experimentator [6], iar măsurarea uzurii h_α în timpul încercărilor, cu metodele şi mijloacele uzuale [6, 7]. Trebuie remarcat că durata încercărilor pentru determinarea durabilităţii poate fi micşorată, dacă în prima şi în a doua etapă sculele încercate nu se uzează pînă la valoarea $h_{\alpha\,adm}$ ci pînă la o valoare mai mică de $(40-60)\%$ $h_{\alpha\,adm}$, valoare impusă de experimentator.

Cu metoda propusă s-a determinat durabilitatea unor alezoare cu diametrul de 10 mm pentru regimul normal de prelucrare $s=0{,}62$ mm/rot, $t = 0{,}15$ mm, $v_{aş} = 5{,}66$ m/min, fără lichid de răcire. Materialul de prelucrat *Fc* 30 STAS—568—67. S-a impus $h_{\alpha\,adm} = 0{,}3$ mm. Vitezele cu care s-a lucrat în cele două regimuri accelerate de încercare au fost $v_2 = 78{,}5$ m/min, şi $v_1 = 70$ m/min.

Experimental s-au înregistrat următoarele date : $h_{\alpha i\,1} = 0{,}2$ mm la $t_{i1} = 5$ min ; $h_{\alpha i\,2} = 0{,}2$ mm la $t_{i2} = 3$ min ; $t_{acc1} = 13$ min ; $t_{acc2} = 10$ min ; $h_{\alpha in} = 0{,}1$ mm la $t_{in} = 15$ min.

Cu aceste valori, cu formula (13) s-a calculat o durabilitate $T_n = 67$ de minute.

Comparînd rezultatele obţinute prin metoda clasică (fig. 1) cu cele obţinute prin metoda accelerată prezentată, se constată că acestea sînt foarte apropiate (69 de minute şi respectiv 67 de minute). Rezultă de asemenea că în cazul determinării clasice experienţele au necesitat 112 minute, iar în cazul metodei propuse au fost necesare : $t_{acc1} + t_{acc2} + t_{in} = 38$ de minute, deci de circa trei ori mai puţin.

În cazul în care încercările în regimurile accelerate ε_{acc1}, ε_{acc2} s-au efectuat pînă cînd uzura h_α a atins valoarea de 0,25 mm, iar în regimul ε_n, $h_{\alpha in}$ de 0,08 mm, determinările au necesitat 25 de minute, deci de patru ori mai puţin timp decît la metoda clasică.

Concluzii

1) Metoda prezentată se bazează pe descrierea procesului de uzură a sculelor cu ajutorul unei funcţii aleatoare în evantai.

2) Folosind unele rezultate obţinute în teoria siguranţei în funcţionare metoda permite efectuarea determinărilor de durabilitate într-un timp mult mai scurt, ceea ce o face foarte avantajoasă pentru sculele cu durabilitate mare (broşe, freze-melc, cuţite-roată).

3) Metoda poate fi folosită la determinarea durabilităţii oricărui tip de sculă, la care porţiunea de caracteristică a uzurii de regim este liniară sau poate fi liniarizată fără a introduce erori mari.

BIBLIOGRAFIE

1. *Dorin, Al., Vodă V.* : Fiabilitatea sculelor aşchietoare, În : ,,Calitatea producţiei şi metrologie", nr. 11, 1973.
2. *Kafev, P.* : Statisticeskie metodî isledovaniia rejuşcevo instrumenta, Maşinostroenie Moscova. 1974.
3. *Metelev, B.* : Raspredeleniia staikostii rejuşcih instrumentov. În : ,,Izv. Vîsş. uceb. zavedenii", Maşinostroenie, nr. 5, 1973.
4. *Molohov, I., Doronin, V., Hudiakova, S.* : Vibor markii tverdovo splava dlia obrabotkii jaroprocinîh materialov. În : ,,Stanki i instrument", nr. 9, 1974.
5. *Dorin, A., Străjescu E.* : Metoda de determinare a durabilităţii medii efective a sculelor aşchietoare. În : ,,Revista de metrologie", nr. 3, 1975.
6. *Enache St., Dorin, Al., Străjescu, E.* : Metoda accelerată de determinare a durabilităţii cuţitelor de strung. În : ,,Construcţia de maşini" (în curs de apariţie).
7. *Enache, St., Aelenei, M.* : Aşchiere şi scule aşchietoare. Ed. didactică şi pedagogică. Bucureşti, 1967.

◆

CZ : 621.91.07

Asupra valorii forţei dinamice de aşchiere la strunjirea cilindrică

Dr. ing. Ştefan **RUSU** — Facultatea de utilaj tehnologic – Institutul de construcţii – Bucureşti

Ca urmare a modificării parametrilor tehnologici şi geometrici ai aşchierii (avans, adîncimea aşchiei, viteza efectivă de aşchiere, unghiurile funcţionale ale sculei aşchietoare etc.) la atingerea pragului de stabilitate a maşinii-unelte se produce o variaţie excesivă a forţei de aşchiere, ceea ce are implicaţii nefavorabile asupra calităţii suprafeţei prelucrate, asupra durabilităţii sculei, asupra productivităţii prelucrării. Raportul dintre modulul forţei dinamice de aşchiere şi forţa de aşchiere de referinţă depinde atît de caracteristicile structurii maşinii cît şi de particularităţile procesului de aşchiere, generator al mecanismelor autoexcitatoare ce determină pierderea stabilităţii sistemului dinamic al maşinii-unelte [1]. În diferite lucrări [2, 3, 4, 5, 6, 7] sînt avansate expresii ale forţei dinamice de aşchiere, componentele acesteia fiind formulate în funcţie de principiile perturbatoare ale vibraţiilor regenerative, ale legăturilor coordonate, ale defazajului dintre forţă şi poziţia relativă sculă-piesă sau dintre forţă şi viteza de aşchiere. Toate aceste expresii sînt deosebit de utile atît în studiile rezervei de stabilitate a maşinii-unelte în ansamblul său cît şi în determinarea influenţei diferiţilor parametri asupra aceleiaşi rezerve de stabilitate. Pentru scopuri practice poate fi însă utilă exprimarea forţei dinamice de aşchiere în funcţie de aceiaşi parametri tehnologici (avans, adîncimea aşchiei nedetaşate, viteza de aşchiere) care sînt folosiţi şi la evaluarea simplificată a forţei de aşchiere de referinţă. Dar este evident că fiind vorba de un proces tranzitoriu aceste dependenţe vor avea o generalitate limitată, fiind esenţial determinate de caracteristicile materialului prelucrat, de proprietăţile structurale ale maşinii-unelte, de situaţia de aşchiere considerată. Sistematizarea cît mai multor date experimentale va putea elimina parţial acest dezavantaj.

În cele ce urmează se va analiza dependenţa modulului forţei de aşchiere în funcţie de avans, de adîncimea aşchiei, respectiv de viteza principală de aşchiere în cazul strunjirii cilindrice exterioare a unei bare laminate din OLC 45. Schema instalaţiei experimentale este indicată în figura 1, în timp ce în figurile 2 şi 3 se observă detalii ale dispozitivului tensometric utilizat. În figura 1 s-au notat prin :

1 — dinamometrul tensometric ;
2 — mărcile tensometrice ;
3 — piesa ;
4 — traductoarele de deplasare fără contact IWB 202 ;

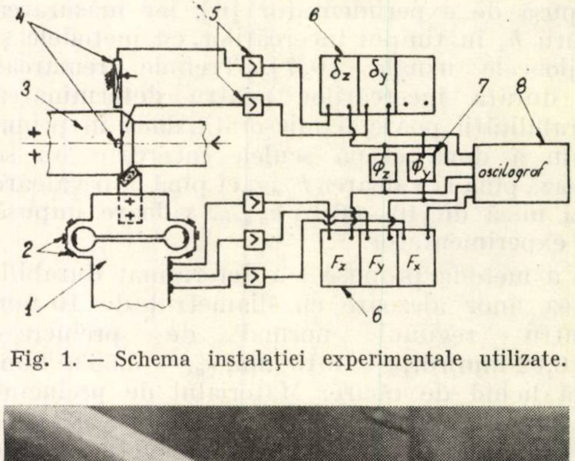


Fig. 1. — Schema instalaţiei experimentale utilizate.

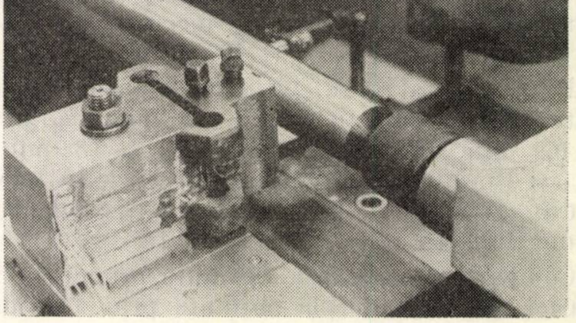


Fig. 2. — Detaliu al instalaţiei experimentale cu dinamometrul tensometric

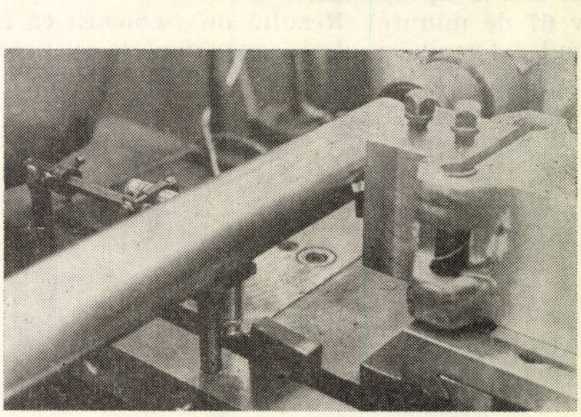


Fig. 3 — Detaliu al instalaţiei experimentale cu dinamometrul tensometric

5 — amplificatoarele de măsură M 60 T,
6 — punte de măsură UM 131;
7 — voltmetrul de fază PM 102;
8 — oscilograful H 115.

Montajul permite atît măsurarea forţei de aşchiere cît şi a defazajului dintre componentele forţei dinamice de aşchiere şi deplasarea relativă a piesei în raport cu căruciorul portcuţit.

Prelucrarea s-a realizat pe strungul normal SNA 360, piesa fiind fixată în universalul păpuşii fixe şi în vîrful de centrare al pinolei. Suprafaţa iniţială a piesei a fost aşchiată stabil pentru a evita astfel apariţia **urmelor** şi implicit acţiunea vibraţiilor regenerative. Rigiditatea piesei a fost aleasă intenţionat mai mică, pentru ca limita de stabilitate să se atingă cît mai rapid. Frecvenţa autovibraţiilor apărute a fost în toate cazurile de prelucrare cuprinsă între 138 şi 145 Hz.

În figura 4 este indicată curba de etalonare a dinamometrului tensometric la încărcarea acestuia după direcţia apăsării de avans F_x. Curbele de etalonare corespunzătoare unor încărcări după direcţiile F_y şi F_z sînt analoage. Deducerea componentelor forţei de aşchiere se obţine din rezolvarea sistemului:

$$\begin{cases} c_{xx}\cdot F_x + c_{xy}\cdot F_y + c_{xz}\cdot F_z = d_x \\ c_{yx}\cdot F_x + c_{yy}\cdot F_y + c_{yz}\cdot F_z = d_y \\ c_{zx}\cdot F_x + c_{zy}\cdot F_y + c_{zz}\cdot F_z = d_z \end{cases} \tag{1}$$

unde coeficienţii de flexibilitate $c_{ij}(i, j = x,y,z)$ sînt obţinuţi din curbele de etalonare, iar deplasările d_x, d_y, d_z sînt măsurabile pe hîrtia oscilografului.

Datele medii ale măsurătorilor realizate sînt reprezentate în graficele din figurile 5, 6 şi 7. Am notat prin ΔF_x, ΔF_y, ΔF_z variaţia componentelor forţei de aşchiere, adică componentele forţei dinamice de aşchiere după direcţiile de avans, de respingere şi principală. Se observă că în anumite situaţii $\Delta F_z > F_{z,max}$ şi analoagele

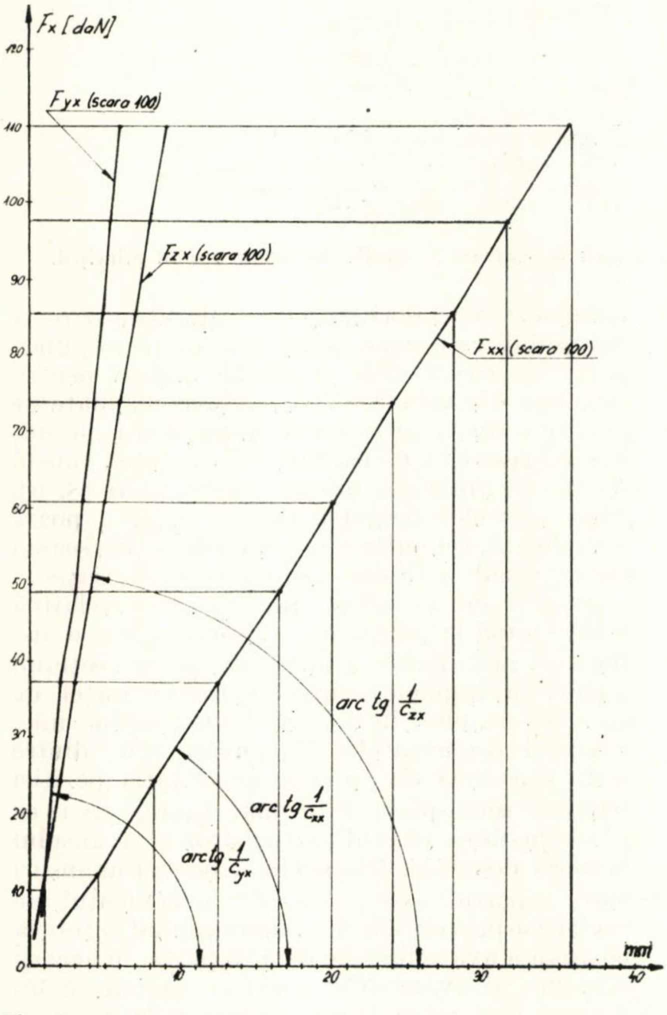


Fig. 4 — Curba de etalonare a dinamometrului la încărcarea după direcţia apăsării de avans F_x.

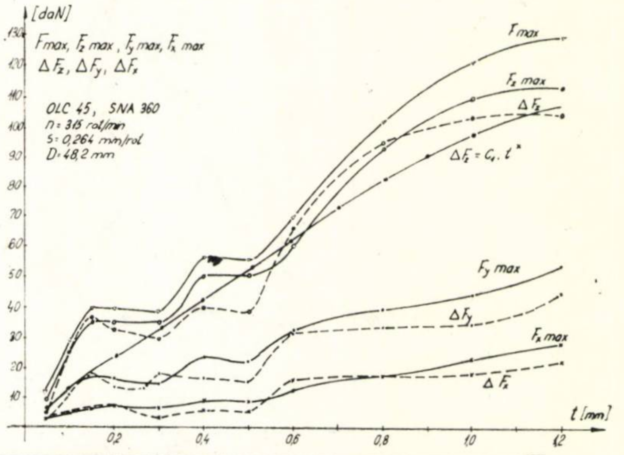


Fig. 5 — Variaţia forţei de aşchiere maxime şi a forţei dinamice de aşchiere în funcţie de adîncimea aşchiei.

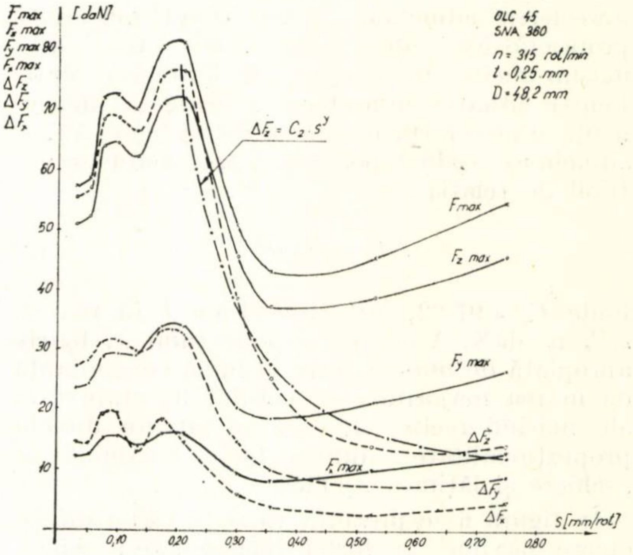


Fig. 6 — Variaţia forţei de aşchiere maxime şi a forţei dinamice de aşchiere în funcţie de avans.

ceea ce implică $F_{z\,min} < 0$, adică o inversare a sensului acțiunii sculă-piesă ca urmare a mișcării relative complexe ce are loc în timpul autovibrațiilor ce însoțesc așchierea.

Din figura 5 este ușor sesizabilă acțiunea negativă a adîncimii așchiei nedetașate asupra stabilității sistemului dinamic al mașinii-unelte.

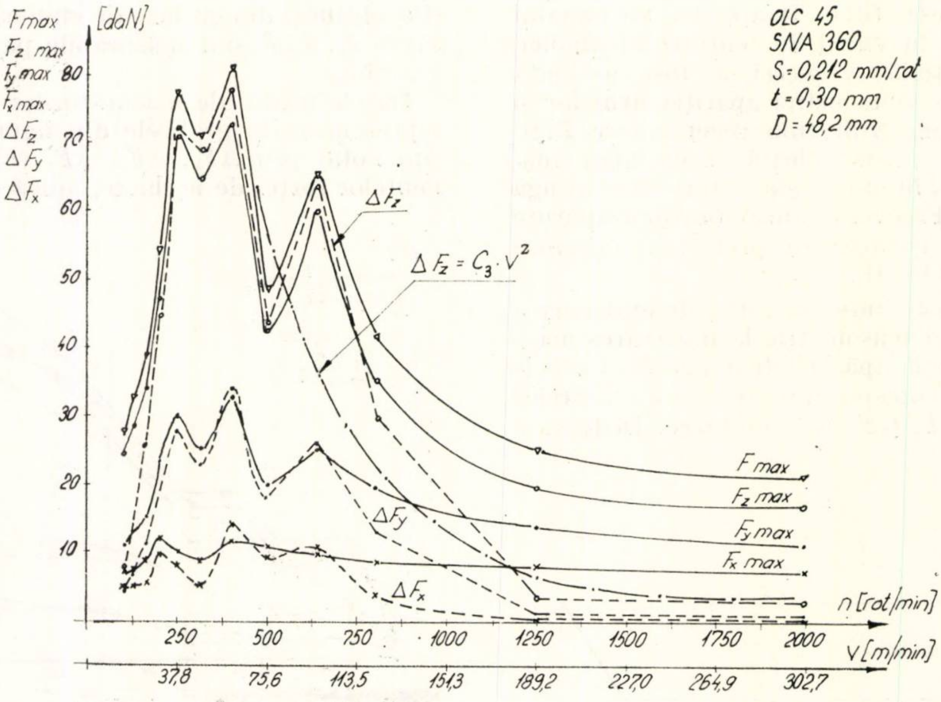


Fig. 7 — Variația forței de așchiere maxime și a forței dinamice de așchiere în funcție de turația axului principal.

Caracterul direct al acestei acțiuni a condus la aprecierea adîncimii așchiei drept măsură a proprietăților de stabilitate ale unei mașini-unelte în condiții de așchiere date. Pentru situația de așchiere investigată dependența dintre forța dinamică de așchiere ΔF_z și adîncimea așchiei poate fi aproximată acceptabil de relația :

$$\Delta F_z = C_1 \cdot t^x \tag{2}$$

unde $C_1 = 97{,}92$, iar $x = 0{,}94$ cu t în mm și ΔF_z în daN. Valoarea exponentului x, foarte apropiată de unitate, este în bună concordanță cu marea majoritate a teoriilor de stabilitate ale mașinilor-unelte, în care se admite directa proporționalitate dintre forța dinamică de așchiere și lățimea așchiei.

În figura 6 se prezintă variația forței de așchiere maxime și a forței dinamice de așchiere, prin componentele lor, în funcție de avansul longitudinal s. Pentru $s < 0{,}20$ mm/rot, efectul acestuia asupra stabilității mașinii-unelte este negativ, în timp ce pentru $s > 0{,}20$ mm/rot se manifestă acțiunea stabilizatoare a avansului. Intensitatea acțiunii stabilizatoare scade însă odată cu creșterea avansului. În domeniul $s > 0{,}20$ mm/rot, dependența forței dinamice de așchiere principale ΔF_z în funcție de avans este redată satisfăcător prin relația :

$$\Delta F_z = C_2 \cdot s^y \tag{3}$$

unde, pentru condițiile de așchiere menționate $C_2 = 10{,}07$, iar $y = -1{,}15$. Se observă că în acest domeniu de valori acțiunea stabilizatoare a avansului este mai puternică decît acțiunea perturbatoare a adîncimii așchiei, motiv pentru care una din măsurile frecvent recomandate de evitare a apariției autovibrațiilor, dacă nu sînt impuse restricții de calitate a suprafeței, constă tocmai în utilizarea unor avansuri mari [8, 9]. Alura curbelor $\Delta F_i(s)$ unde $i = x,\ y,\ z$, poate fi explicată, cel puțin parțial, dacă se ține seama că în cazul așchiilor subțiri orice variație a avansului ds, provocată de mișcarea relativă sculă—piesă la pragul de stabilitate, are o influență mai mare asupra variației secțiunii așchiei și implicit asupra variației forței de așchiere. În plus, în domeniul avansurilor mici valoarea coeficientului de **cuplare** [6] dintre forța dinamică de așchiere și variația poziției relative sculă-piesă este mai mare, ceea ce poate justifica efectul perturbator al avansului în acest domeniu. Dimpotrivă, pentru avansuri mari raportul ds/s scade, iar coeficientul de **cuplare** se micșorează și el, determinînd acțiunea pozitivă a avansului. Pe de altă parte, în același domeniu al avansurilor mari se manifestă un defazaj înainte al forței dinamice de așchiere în raport cu variația poziției relative sculă-piesă, ceea ce determină un efect amortizor asupra sistemului dinamic al maşinii-unelte. Acest defazaj înainte se micşorează însă odată cu creşterea avansului [10], explicîndu-se astfel scăderea intensităţii efectului stabilizator al avansului pentru $s > 0,50$ mm/rot în cazul nostru. Rămîne încă insuficient explicată influenţa variaţiei unghiului de forfecare determinat de variaţia avansului, asupra mărimii forţei dinamice de aşchiere.

În figura 7 se prezintă variaţia forţei de aşchiere maxime şi a forţei dinamice de aşchiere în funcţie de turaţia axului principal. Există o zonă critică de viteze principale de aşchiere sub care şi deasupra căreia intensitatea autovibraţiilor şi implicit mărimea forţei dinamice de aşchiere scade vizibil (pentru cazul din figură, zona critică corespunde domeniului de viteze de 20... 75 m/min). În domeniul de viteze superioare zonei critice dependenţa dintre forţa dinamică de aşchiere principală ΔF_z şi viteza principală de aşchiere poate fi redată de relaţia :

$$\Delta F_z = C_3 \cdot v^z \qquad (4)$$

unde pentru condiţiile de prelucrare specificate, $C_3 = 113756$, iar $z = -1,775$. Este uşor de observat că zona critică corespunde vitezelor favorabile depunerii adaosului aderent, fenomen ce determină micşorarea pantei negative a caracteristicii $F - v$ şi implicit creşterea capacităţii de excitare a sistemului dinamic al maşinii-unelte. În plus, în acelaşi domeniu de viteze are loc variaţia cu rămînere în urmă a forţei dinamice de aşchiere în raport cu viteza instantanee de aşchiere, fapt ce intensifică acţiunea perturbatoare a dependenţei forţă-viteză [11]. Dimpotrivă, în cazul vitezelor superioare zonei critice, scade lucrul mecanic necesar deformării unităţii de volum de material detaşat şi deci capacitatea de autoexcitare a maşinii-unelte. De asemenea, în acelaşi domeniu al vitezelor mari se micşorează componentele în cuadratură de fază ale forţei dinamice de aşchiere funcţie de direcţia instantanee de aşchiere, de unghiurile de aşezare şi de degajare ale sculei şi de rata de pătrundere [12], conducînd la o micşorare în ansamblu a modulului forţei dinamice de aşchiere. Lăţimea zonei critice depinde de rigiditatea structurală a maşinii-unelte, de natura materialelor prelucrate, de regimul de aşchiere utilizat şi de constanta de timp a procesului de aşchiere [3]. Existenţa vîrfului din domeniul $n = 600...$ ... 650 rot/min (fig. 7) s-ar putea datora traversării unei frecvenţe proprii a structurii maşinii-unelte. În **concluzie**, datorită acţiunii diferitelor principii excitatoare la pragul de stabilitate al maşinii-unelte, variaţia forţei dinamice de aşchiere în funcţie de parametrii tehnologici principali ai aşchierii (avans, adîncimea aşchiei, viteza principală de aşchiere) nu are întotdeauna aceeaşi alură cu variaţia similară a forţei de aşchiere de referinţă, excepţie făcînd influenţa adîncimii aşchiei. Dependenţele formulate prin expresiile (2), (3), (4) şi adevărate pentru condiţiile de prelucrare precizate anterior pot fi utile pentru evaluarea rapidă a forţei dinamice de aşchiere, a cărei mărime poate depăşi de peste zece ori forţa de aşchiere corespunzătoare unei prelucrări stabile în aceleaşi condiţii, servind la verificarea sculelor aşchietoare sau a diferitelor subansambluri componente ale structurii maşinii-unelte în condiţiile apariţiei unor eventuale autovibraţii.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rusu, Şt.* : Influenţa parametrilor structurali şi a componentelor forţei dinamice de aşchiere asupra valorilor pragului de stabilitate dinamică a maşinilor-unelte. În : ,,Construcţia de maşini", nr. 8, 1975.
2. *Das, M. K.*, şi *Tobias, S. A.* : The Relation between Static and Dynamic Cutting of Metals. În : ,,Int. Journal of M.T.D.R.", vol. 7/2, 1967.
3. *Kudinov, V. A.* : Dinamika stankov, Maşinostroienie, Moskva, 1967.
4. *Peters, J.* şi *Vanherck, P.* : Un critère de stabilité dynamique pour les machines-outils — In : ,,Centre de recherches scientifiques et techniques de l'industrie des fabrications métalliques", nr. 13, 1962.
5. *Rusu, Şt.* : O metodă teoretico-experimentală de investigare a proprietăţilor de stabilitate la autovibraţii ale sistemului dinamic al maşinilor-unelte. În : ,,Construcţia de maşini", nr. 8, 1975.
6. *Tlusty, J.* şi *Polacek, M.* : The Stability of the Machine Tool against Self-Excited Vibration in Machining. In : ,,Prod. Eng. Res. Conf. ASME", Pittsburg, 1963.
7. *Chiriacescu, S. T.*, *Mangeron, D.* şi *Oguztoreli, M. N.* : Der Einfluss des Drehbankherzens auf die Asymptotische Stabilität des Werkstucksystems Beim Drehen. In : ,,Utilitas Mathematica", vol. 3, 1973.
8. *Botez, E.*, *Moraru, V.*, şi *Ispas, C.* : Maşini-unelte, vol. 3, Ed. tehnică, Bucureşti, 1973.
9. *Rusu, Şt.* şi *Larionescu, S.* : Măsurători dinamice în vederea stabilirii celor mai intensive regimuri de aşchiere la prelucrările pe strungul carusel SC—1250 — lucrare de cercetare pe bază de contract cu Intreprinderea ,,Timpuri Noi" — Bucureşti, 1974/1975.
10. *Shumsheruddin, A. A.* şi *Tobias, A. A.* : Dynamic Cutting of Metalls. In : ,,Int. M.T.D.R. Conf.", Birmingham, 1962.
11. *Rusu, Şt.* : Stabilitatea sistemului dinamic neliniar al maşinilor-unelte, cu luarea în considerare a întîrzierii forţei faţă de viteza de aşchiere. În : ,,Buletinul ştiinţific al Institutului de construcţii — Bucureşti, nr. 2, 1973.
12. *Das, M. K.*, *Knight, W. A.* şi *Sadek, M. M.* : A Critical Assessment of Cutting Force Models in the Analysis of Machine Tool Instability. In : ,,Adv. in M.T.D.R.", vol. A, Pergamon Press, 1970.

◆

CZ: 621.91.07

Determinarea expresiei rugozității în cazul strunjirii longitudinale

Dr. ing. Al. **DORIN**; ing. Fl. **DRĂGĂNESCU**; dr. ing. Gh. **ZGURĂ** — Institutul politehnic — București

În prezent, în industria constructoare de mașini se profilează din ce în ce mai pregnant tendința de realizare a unor mașini și instalații la care precizia, productivitatea și siguranța în funcționare să fie cît mai ridicate. Obținerea acestor calități este determinată în egală măsură de modul de proiectare, execuție și exploatare. Atingerea parametrilor funcționali impuși la proiectare depinde de realizarea efectivă a elementelor componente ale mașinilor și instalațiilor, mai precis de stabilirea corectă și de respectarea principalilor parametri ai procesului tehnologic de execuție.

Unul din factorii care influențează substanțial comportarea în exploatare a organelor de mașini este rugozitatea suprafețelor generate în procesul de prelucrare pe mașinile-unelte, care influențează nemijlocit asupra rezistenței la uzură, asupra caracterului ajustajului dintre piesele conjugate, asupra rezistenței la coroziune, asupra rigidității de contact etc. Rugozitatea, ca factor ce caracterizează calitatea suprafețelor, este determinată de geometria sculei așchietoare, de parametrii regimului de așchiere, de natura materialului de prelucrat, de rigiditatea sistemului tehnologic etc.

Pentru realizarea valorilor rugozității prescrise este necesar să se stabilească valorile corespunzătoare ale parametrilor geometrici ai sculelor, ale regimului de așchiere etc. În prezent nu există relații pe baza cărora să se determine valoarea rugozității în funcție de principalii parametri ai regimului de lucru.

Relațiile cunoscute:

$$h = \frac{s}{\operatorname{ctg}\varkappa + \operatorname{ctg}\varkappa_1} \qquad (1)$$

$$h = \frac{s^2}{8r} \qquad (2)$$

nu pun în evidență decît dependența dintre înălțimea teoretică h a rugozității și mărimea avansului s, valorile unghiurilor de atac principal $\varkappa$ si secundar $\varkappa_1$ sau ale razei de rotunjire r a vîrfului sculei. În cele ce urmează se prezintă o metodă de determinare rapidă, în condițiile folosirii tehnicii moderne de calcul, a ecuației rugozității suprafețelor prelucrate prin strunjire longitudinală. Metoda a fost aplicată la stabilirea ecuației rugozității suprafețelor prelucrate prin strunjire în cazul unor piese de tip arbore din OLC 45. Pentru stabilirea ecuației rugozității au fost luați în considerare o serie întreagă de parametri ai regimului de lucru, cum ar fi avansul (s), viteza de așchiere (v), raza de rotunjire a vîrfului sculei (r), unghiul de atac principal ($\varkappa$). Pentru ecuația rugozității [1] în funcție de parametrii regimului de prelucrare se propune o expresie politrofică de forma:

$$R_a = C_R \cdot s^{m_1} \cdot r^{m_2} \cdot v^{m_3} \cdot \varkappa^{m_4}. \qquad (3)$$

Folosirea relației (3) pentru determinarea rugozității impune cunoașterea valorilor exponențiale m_i și a constantei C_R care depind de natura materialului de prelucrat și a materialului sculei așchietoare. Stabilirea acestor valori prin metode clasice necesită un volum mare de muncă și un consum ridicat de material și scule așchietoare, fapt care explică în mare măsură inexistența unei asemenea relații.

În această lucrare, prin folosirea teoriei corelației multiple se reușește determinarea valorilor acestor exponenți și constante pe baza unui număr foarte redus de experiențe. Prin logaritmarea ecuației (3) care reflectă legătura dintre parametrii procesului de așchiere și calitatea suprafețelor se obține expresia:

$$\ln R_a = \ln C_R + m_1 \ln s + m_2 \ln r + m_3 \ln v + m_4 \ln \varkappa. \qquad (4)$$

Se observă că ecuația (4) este o ecuație liniară de forma:

$$y = a_0 + a_1x_1 + a_2x_2 + \ldots + a_i \cdot x_i + \ldots + a_nx_n \qquad (5)$$

Conform teoriei corelației multiple [2], coeficienții $a_1, a_2 \ldots a_n$ se numesc coeficienți de regresie. Ei arată ce pondere are influența fiecărei caracteristici factoriale asupra variației caracteristicii y și se determină cu ajutorul metodei celor mai mici pătrate, în așa fel încît dispersia abaterilor valorilor observate y față de valorile determinate pe baza ecuației de regresie $Y_{(x_1,x_2,\ldots,x_n)}$ să fie minimă. Adică:

$$M[y - Y_{(x_1,x_2,\ldots,x_n)}]^2 = M(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n]^2 = min \qquad (6)$$

Condiţia exprimată de relaţia (6) este îndeplinită atunci cînd derivatele parţiale în raport cu coeficienţii $a_0, a_1, a_2, \ldots, a_n$ ai funcţiei $f = M(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots\ a_nx_n)^2$ se anulează.

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial f}{\partial a_0} &= -2\sum(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n) = 0\\
\frac{\partial f}{\partial a_1} &= 2\sum(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)(-x_1) = 0\\
\frac{\partial f}{\partial a_2} &= 2\sum(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)(-x_2) = 0\\
&\vdots\\
\frac{\partial f}{\partial a_n} &= 2\sum(y - a_0 - a_1x_1 - a_2x_2 - \ldots - a_nx_n)(-x_n) = 0
\end{aligned}\right\} \tag{7}$$

De unde rezultă următorul sistem de ecuaţii normale

$$\left.\begin{aligned}
&na_0 + a_1\sum x_1 + a_2\sum x_2 + a_3\sum x_3 + \ldots + a_n\sum x_n = \sum y\\
&a_0\sum x_1 + a_1\sum x_1^2 + a_2\sum x_1x_2 + a_3\sum x_1x_3 + \ldots +\\
&\qquad + a_n\sum x_1x_n = \sum x_1y\\
&a_0\sum x_2 + a_1\sum x_1x_2 + a_a\sum x_2^2 + a_3\sum x_2x_3 + \ldots +\\
&\qquad + a_n\sum x_2x_n = \sum x_2y\\
&\vdots\\
&a_0\sum x_n + a_1\sum x_1x_n + a_2\sum x_2x_n + a_3\sum x_3x_n + \ldots +\\
&\qquad + a_n\sum x_n^2 = \sum x_ny
\end{aligned}\right\} \tag{8}$$

Rezolvarea sistemului de ecuaţii (8) se poate face cu ajutorul determinanţilor conform regulei lui Cramer, care necesită însă un consum mare de timp. Rezolvarea rapidă a acestui sistem se poate face cu ajutorul calculatorului electronic, cu ajutorul unui program standard elaborat pentru soluţionarea problemelor de regresie şi corelaţie scris în limbaj FORTRAN IV.

Pentru rezolvarea sistemului (8) trebuie determinate experimental valorile rugozităţii rezultate la prelucrarea cu diverse regimuri de aşchiere impuse, care împreună cu acestea servesc ca date de intrare în programul pentru calculator. În acest scop piesele supuse prelucrării sînt reprezentate în figura 1. Forma lor a fost aleasă astfel pentru a economisi materialul prelucrat.

Sculele folosite au fost cuţite de finisare armate cu plăcuţe din carbură metalică P10 utilizate în mod curent pentru strunjiri exterioare. La aceste scule parametrii geometrici au fost variaţi după cum urmează :

a) — raza de rotunjire de la vîrful cuţitului între 0,6 şi 1,5 mm;

b) — unghiul de atac principal ϰ între 20° şi 80°.

Prelucrarea pieselor s-a făcut pe un strung SN 400, la care regimurile de aşchiere s-au modificat în limitele :

1. — viteza de aşchiere între 64,5 m/min şi 202 m/min;
2. — avansul între 0,1 mm/rot şi 0,36 mm/rot.

Adîncimea de aşchiere $t = 0{,}5$ mm s-a menţinut constantă la toate determinările.

Valorile tuturor parametrilor variaţi în cursul experimentărilor cît şi valorile rugozităţilor rezultate sînt date în tabelul 1.

Rugozitatea R_a s-a determinat cu ajutorul unui aparat Talysurf.

În urma prelucrării rezultatelor s-a obţinut următoarea formulă :

$$R_a = 2{,}6296 \cdot v^{0{,}0025} \cdot s^{0{,}96276} \cdot r^{-0{,}37329} \cdot \varkappa^{0{,}01286} \tag{9}$$

Din analiza relaţiei experimentale (9) pentru determinarea rugozităţii la strunjirea longitudinală a oţelului OLC 45 rezultă că influenţa parametrilor studiaţi este diferită. Astfel, cea mai puternică influenţă asupra rugozităţii suprafeţei o are avansul, a cărui exponent este 0,96. Acest lucru poate fi observat şi pe diagramele de rugozitate înregistrate, din care reproducem două (fig. 2). Se observă că odată cu creşterea avansului rugozitatea creşte.

Raza de rotunjire r de la vîrful cuţitului influenţează de asemenea în mare măsură

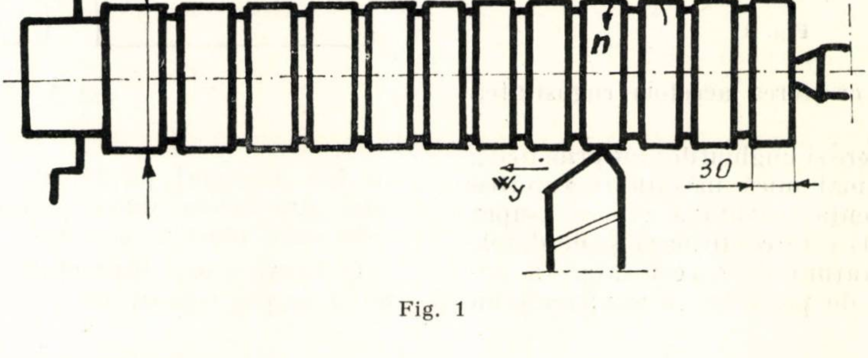


Fig. 1

Tabelul 1

n rot/min	v m/min	s mm/rot	r mm	χ grade	Ra µm	n rot/min	v m/min	s mm/rot	r mm	x grade	R_a µm
380	64,5	0,20	0,6	70	4,40	380	64,5	0,36	1,0	60	7,00
480	81,5	0,18	0,6	20	5,90	1200	202	0,20	1,25	70	1,60
380	64,5	0,28	0,6	30	4,20	480	103,5	0,14	1,25	20	3,60
610	103,5	0,22	0,6	40	5,00	955	163	0,18	1,25	30	2,20
765	130	0,10	0,6	40	1,50	610	81,5	0,20	1,25	40	420
955	163	0,14	0,6	50	2,90	480	81,5	0,22	1,25	50	4,10
610	103,5	0,18	0,6	60	3,60	610	103,5	0,14	1,25	50	2,40
610	103,5	0,20	0,6	80	3,30	380	64,5	0,36	1,25	70	5,50
380	64,5	0,24	1,0	70	5,00	1200	202	0,12	1,5	70	1,10
1200	202	0,20	1,0	20	1,10	610	103,5	0,20	1,5	20	3,90
610	103,5	0,18	1,0	20	2,50	955	163	0,14	1,5	30	3,20
480	81,5	0,28	1,0	80	7,50	480	81,5	0,20	1,5	30	1,10
955	163	0,18	1,0	30	2,00	765	130	0,12	1,5	60	2,00
1200	202	0,14	1,0	40	2,10	955	163	0,16	1,5	40	4,30
765	130	0,16	1,0	40	2,70	765	130	0,14	1,5	50	2,70
380	64,5	0,28	1,0	50	5,20	1200	202	0,18	1,5	50	2,90
955	163	0,10	1,0	50	1,00	480	81,5	0,36	1,5	50	2,30
610	103,5	0,22	1,0	60	5,00						

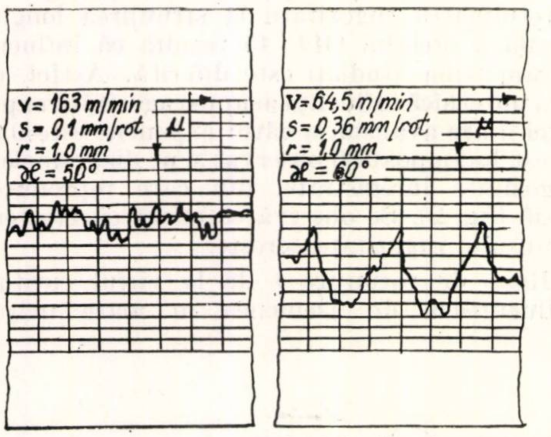


Fig. 2

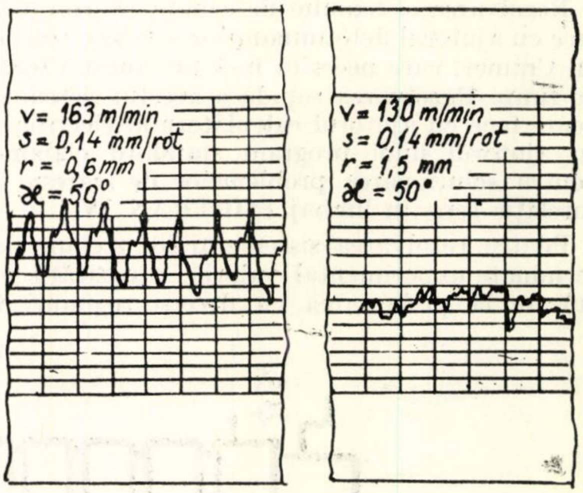


Fig. 3

rugozitatea ; cu creşterea acesteia rugozitatea scade (fig. 3).

Viteza de aşchiere şi unghiul de atac principal ϰ influenţează în mai mică măsură rugozitatea suprafeţei. Influenţa scăzută a vitezei asupra rugozităţii (fig. 4) este confirmată şi de datele existente în literatura de specialitate. În domeniul vitezelor de peste 50 m/min, unde nu au loc depuneri pe tăişul sculei, rugozitatea este mică tocmai datorită scăderii gradului de deformare plastică a aşchiei.

În figura 5 este prezentată influenţa unghiului ϰ asupra rugozităţii.

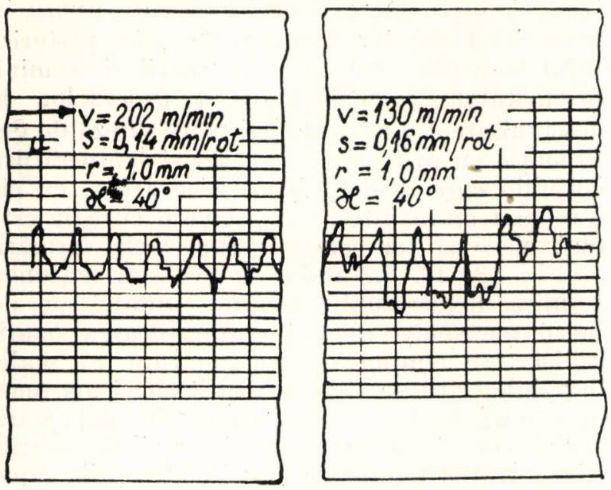


Fig. 4

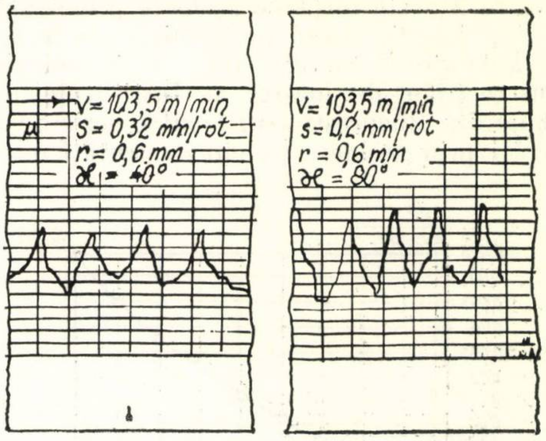


Fig. 5

Metoda de lucru prezentată în lucrare permite studierea cu un volum minim de muncă a relaţiilor pentru calculul rugozităţii suprafeţelor prelucrate în cazul materialelor folosite curent în industria constructoare de maşini. Pe baza acestor relaţii se pot stabili în mod raţional regimurile de lucru necesare în vederea obţinerii unor suprafeţe cu o rugozitate impusă iniţial din considerente funcţionale şi economice.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rasch, F. O., Rolstadas, A.*: Selection of Optimum Feed and Speed in Finish Turning. Annals of the C.I.R.P., vol. XVIII, 1970.
2. *Rancu, N., Tövissi, L.*: Statistica matematică cu aplicaţii în producţie. Ed. Academiei R.P.R., 1963 — Bucureşti.

---

2. Aspecte termice ale proceselor de aşchiere

CZ; 669.15-194

Influenţa fenomenelor termice asupra prelucrabilităţii oţelurilor inoxidabile

Ing. Aurelian **VLASE** — Institutul politehnic — Bucureşti (catedra T.C.M.)

Căldura este unul din factorii fizici de bază ai procesului de aşchiere; ea determină vitezele admisibile de aşchiere şi respectiv productivitatea procesului. O deosebită importanţă au fenomenele termice la prelucrarea aliajelor inoxidabile; în comparaţie de exemplu cu oţelul OLC 45, aceste materiale au conductivitatea termică de trei pînă la de opt ori mai mică (tabelul 1) [3].

Creşterea temperaturii duce la o mărire substanţială a conductivităţii termice a aliajelor inoxidabile (fig. 1) [2], însă ea continuă să rămînă mai mică decît conductivitatea termică a oţelurilor obişnuite de construcţie în aceleaşi condiţii. Conductivitatea termică scăzută a aliajelor inoxidabile în comparaţie cu a oţelurilor de construcţie obişnuite îngreuiază degajarea de căldură din zona aşchierii şi duce la activizarea fenomenelor de uzură pe suprafeţele de contact, la fenomenele de lipire şi de prindere care degradează muchia aşchietoare [3].

Tabelul 1

Valorile conductivităţii termice a materialelor, $\frac{\text{cal.}}{\text{s .cm°C}}$

Marca materialului	OLC 40	30H7SA	2H13 (20Cl30)	1H18N9t (10TNC180)	E.I.767	VT2
Conductivitatea termică la 20°C	0,13	0,09	0,06	0,04	0,025	0,014

Cantitatea de căldură care se degajă în procesul de aşchiere este echivalentă cu lucrul mecanic consumat. Ţinînd seama de aceasta se poate afla cantitatea de căldură q care se degajă la aşchiere într-o unitate de timp [3]:

$$q = P_z \cdot V \left[\frac{J}{min}\right]$$

în care P_z este forța de așchiere principală în N, iar V este viteza de așchiere (în m/min). În laboratorul de cercetări de tehnologie a construcțiilor de mașini al Institutului politehnic din București s-au făcut o serie de prelucrări prin așchiere pe cîteva calități de oțel

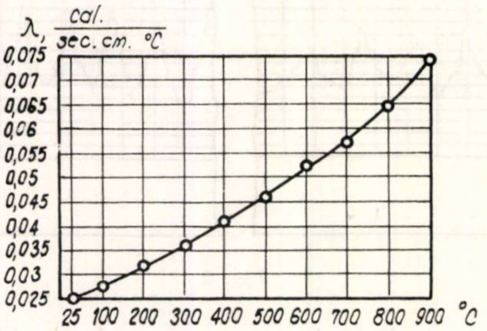


Fig. 1 Influența temperaturii asupra conductivității termice a aliajelor inoxidabile EI767.

inoxidabil și rezultatele au confirmat unele date din literatura de specialitate. Prelucrarea prin așchiere a oțelurilor inoxidabile provoacă în general creșterea forței de așchiere P_z. În urma acestui fapt procesul de așchiere este însoțit și de o degajare mai intensă de căldură, ceea ce pe același plan cu conductivitatea termică scăzută conduc la o scădere considerabilă a prelucrabilității acestor oțeluri inoxidabile. Căldura care se degajă în timpul așchierii și modul de repartiție a ei depinde de felul prelucrării, de materialul semifabricatului și al sculei, de regimurile de așchiere, de parametrii geometrici ai sculei așchietoare [1, 3].

La prelucrarea prin strunjire de exemplu, cea mai mare cantitate de căldură trece în așchie, iar la găurire cea mai mare cantitate de căldură trece în semifabricat. Curbele de distribuție a căldurii la strunjirea oțelurilor inoxidabile refractare sînt date în figura 2 [1]. Se observă că odată cu creșterea vitezei de așchiere crește și căldura din așchie și scade căldura din piesă și sculă, deci se schimbă radical proporțiile de repartizare a căldurii.

Aliajele inoxidabile refractare și aliajele cu titan au în general o conductivitate termică scăzută, în urma cărui fapt bilanțul termic al procesului de prelucrare prin așchiere se deregleazā în sensul că va crește cantitatea de căldură degajată în cuțit, ceea ce va înrăutăți condițiile lui de lucru printr-o uzare mai rapidă. Astfel, la prelucrarea aliajelor cu titan, în cuțit trece pînă la 20 % din cantitatea totală de căldură în comparație cu numai 5% în cazul oțelurilor carbon. Căldura care apare în procesul de prelucrare mecanică are o dublă importanță: pe de o parte ușurează condițiile de deformație la așchiere, pe de alta înrăutățește condițiile de lucru ale sculei așchietoare [3]. Într-adevăr, căldura care apare în zona deformațiilor devansatoare ale materialului stratului care se detașează determină intensitatea de desfășurare a proceselor de desecruisare. Cu cît este mai mare viteza de deformație cu atît este mai mare și temperatura corpului care se deformează. De aceea, cu cît este mai mare viteza de așchiere cu atît este mai mare și temperatura din zona formării așchiei [3, 1]. În afară de aceasta, acțiunea termică neîntreruptă asupra suprafețelor de lucru ale sculei duce la intensificarea uzurii sculei, iar cîmpul de temperatură al sculei determină atît caracterul uzurii cît și mărimea ei. Din punct de vedere al aprecierii comportării sculei, cel mai mare interes îl prezintă valorile concentrației temperaturilor în straturile superficiale de contact.

La prelucrarea oțelurilor inoxidabile refractare se obține o mare concentrație de temperaturi lîngă suprafețele așchietoare. Justețea acestor lucruri o confirmă datele experimentale

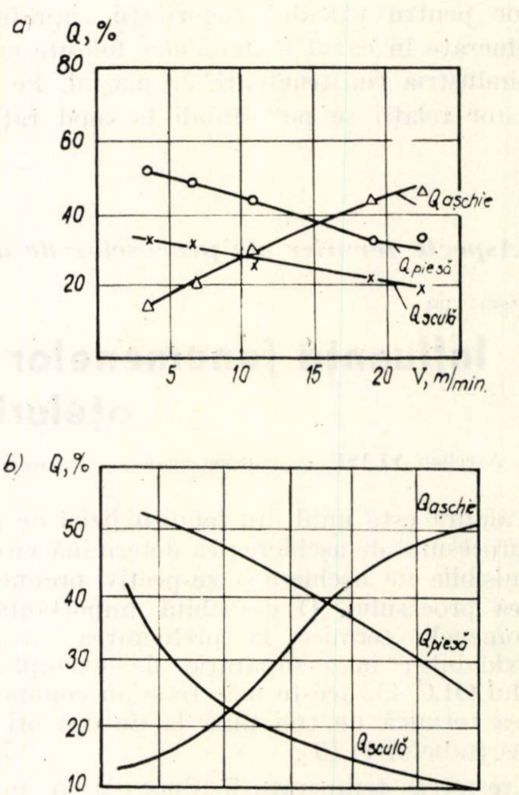


Fig. 2. Influența vitezei de așchiere asupra distribuției căldurii la strunjirea oțelurilor inoxidabile refractare (a) și a aliajului cu titan VT2 (b) Cuțit VK8; $\gamma = 10°$; $\varkappa = 45°$; $t = 1{,}5$ mm, $S_0 = 0{,}125\ \frac{\text{mm}}{\text{rot.}}$

prezentate în figurile 3, 4, 5 și 6 [4], de unde se vede că la așchierea aliajelor inoxidabile refractare chiar cu viteze mici de așchiere temperaturile care apar au valori mari [4].

Astfel, în figura 4 se observă că dacă la viteza de aşchiere de 3 – 4 m/min temperatura din zona de aşchiere atinge 300 – 400°C, creşterea vitezei de aşchiere duce la ridicarea temperaturii pînă la 800 – 900°C. Temperatura medie a aşchiei la strunjirea oţelului inoxidabil E I 437 A cu o viteză de aşchiere V de 6,5 m/min şi cu un avans S_0 de 0,27 mm/rot, măsurată prin metoda calorimetrică, reprezintă 870°C [1]. Un fenomen similar se produce la prelucrarea aliajelor cu titan.

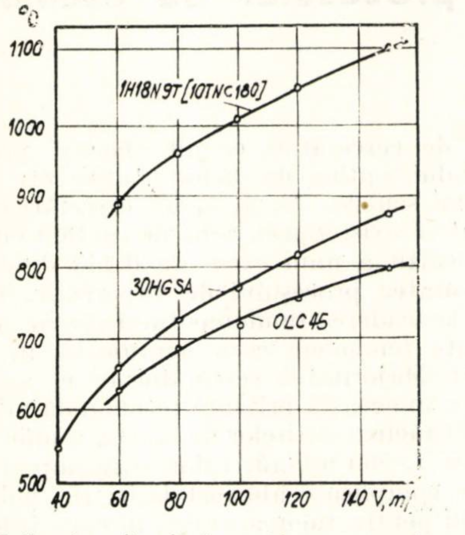


Fig. 3. Influenţa vitezei de aşchiere asupra temperaturii pentru diferite materiale de prelucrat.

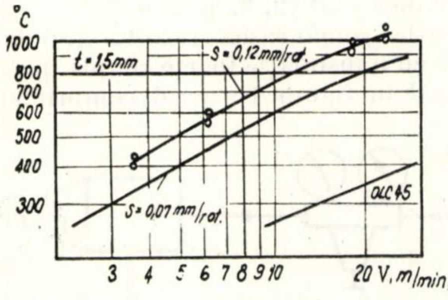


Fig. 4. Influenţa vitezei de aşchiere asupra temperaturii pentru avansuri diferite la strunjirea oţelurilor inoxidabile refractare cu cuţit VK8; γ = 10°; α = 10 ; ϰ = 45°.

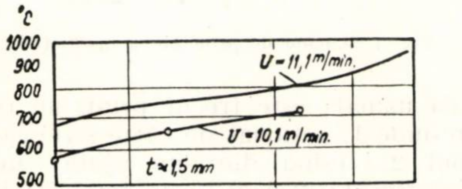


Fig. 5. Influenţa avansului asupra temperaturii pentru viteze diferite la strunjirea oţelurilor inoxidabile refractare cu cuţit VK8; γ = 10°; α = 10°; ϰ = 45°.

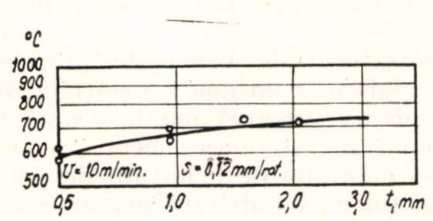


Fig. 6. Influenţa adîncimii de aşchiere asupra temperaturii la stunjirea oţelurilor inoxidabile refractare cu cuţit VK8; γ = 10°; α = 10°; ϰ = 45°.

Încercările comparative ale aliajului de titan, ale oţelului inoxidabil E I 437 A şi ale oţelului obişnuit de scule, la una şi aceeaşi viteză de aşchiere $V = 600$ m/min, au arătat că temperaturile de aşchiere rezultă de 1500, 1300 şi respectiv 800°C [1]. Pe lîngă o intensă degajare de căldură, o altă particularitate negativă a prelucrării oţelurilor inoxidabile rezistente la temperaturi foarte mari este concentraţia mare de căldură. Fenomenele termice din timpul aşchierii trebuie să fie dirijate aşa încît căldura care se degajă să uşureze procesul de deformaţie fără să reducă substanţial rezistenţa sculei şi precizia de prelucrare. Au o mare importanţă la reglarea acestui proces viteza de aşchiere, grosimea aşchiei, unghiul de degajare şi lichidele de răcire-ungere care se întrebuinţează. Tăierea cu fricţiune este un exemplu de folosire pozitivă a fenomenelor termice.

Procesul de aşchiere cu fricţiune se realizează pe calea desecruisării metalului discului care se învîrteşte repede înainte sub acţiunea căldurii care se degajă la frecare. Conductivitatea termică mai scăzută a oţelurilor şi a aliajelor inoxidabile şi refractare contribuie la aplicarea acestei metode, deoarece măreşte localizarea temperaturii în zona de aşchiere, mărind gradul de fluxare şi de desecruisare, rotirea discului creînd răcirea lui sigură [3].

Din cele prezentate se poate remarca importanţa deosebită a fenomenelor termice la prelucrarea aliajelor inoxidabile.

Cunoscînd efectele pozitive şi în acelaşi timp negative ale acestor fenomene termice asupra prelucrabilităţii, se poate acţiona asupra alegerii corespunzătoare a parametrilor geometrici ai sculei aşchietoare şi ai regimului de aşchiere, pentru a se obţine o uzură minimă la scule şi o productivitate mare la prelucrarea pieselor.

BIBLIOGRAFIE

1. *Krivouhov, V. A.* ş.a. : Obrabativaemosti rezaniem jaroprocinîh i titanovîh splavov, Maşghiz, 1961.

2. *Egorov, S. V.* : Issledovanie obrabativaemosti rezaniem jaroprocinîh splavov. Pod. red. prof. Granovskogo, G.I. VNII, TBTI, 1959.

3. *Poduraev, V. N.* : Obrabotka rezaniem jaroprocinîh i nerjaveiuşcih materialov. Izd. V. S. Moskva, 1965.

4. *Reznikov, N. I.* ş.a. : Proizvoditelinaia obrabotka nerjaveiuşcih i jaroprocinîh materialov. Maşghiz, 1960.

CZ: 621-71:621.91.07

Cercetări experimentale privind asimilarea unui sistem de răcire cu jet de ceaţă a procesului de aşchiere

Ing. Petre **GLADCOV** — Institutul politehnic – Bucureşti

Se ştie că materialele utilizate la construcţia părţii active a sculelor aşchietoare (în marea majoritate a cazurilor oţeluri mult aliate cu crom, wolfram, vanadiu, titan, tantal sau carburi ale acestor metale) sînt foarte scumpe şi deficitare pe plan mondial, astfel încît economisirea acestora prezintă o deosebită importanţă pentru economia naţională, mai ales în condiţiile creşterii continue a volumului prelucrărilor prin aşchiere. Ţinînd seama de faptul că una din metodele eficace de creştere a capacităţii de aşchiere a sculelor aşchietoare este răcirea acestora în timpul lucrului cu un jet de lichid pulverizat sub formă de ceaţă, în ultimul timp a fost pus la punct în Institutul politehnic din Bucureşti, pe baza unui brevet de invenţie, un dispozitiv pulverizator şi o instalaţie pentru răcirea în acest sistem a procesului de aşchiere. În cele ce urmează se prezintă cîteva aspecte ale cercetărilor experimentale legate de dimensionarea şi verificarea în practică a instalaţiei respective.

Răcirea sculelor aşchietoare în procesul de aşchiere are ca prim rol menţinerea temperaturii tăişurilor sculei la valori cît mai mici, prin absorbţia unei cantităţi cît mai mari din căldura ce-i este transmisă în procesul de aşchiere, ceea ce face ca duritatea tăişurilor să se menţină la valorile ridicate impuse chiar la viteze mari de aşchiere. Un alt rol important al fluidelor de răcire este acela de a micşora coeficientul de frecare între suprafeţele în contact ale piesei de prelucrat, sculei şi aşchiei. Prin aceasta energia consumată în procesul aşchierii, ca şi căldura degajată în timpul acestui proces scad, favorizînd condiţiile pentru micşorarea amplitudinii vibraţiilor sistemului tehnologic şi obţinerea unei precizii şi calităţi superioare a suprafeţelor rezultate.

Răcirea cu jet de ceaţă a sculelor aşchietoare prezintă faţă de răcirea clasică a sculelor cu jet de lichid unele avantaje, dintre care amintim:

— capacitatea de absorbţie a căldurii mult mai mare (datorită valorii mult mai mari a căldurii de vaporizare faţă de cea a căldurii specifice a lichidelor utilizate curent);

— posibilitatea pătrunderii jetului cu viscozitate foarte mică şi viteze mari chiar în imediata apropiere a zonei de formare a aşchiei;

— reducerea sensibilă a consumului specific de lichide de curgere-răcire şi altele [1, 2, 3, 4].

Ultimul avantaj menţionat rezultă din cercetările teoretice şi practice întreprinse de o serie de cercetători ce au abordat problema debitului optim de lichid pulverizat asupra tăişului sculelor [3, 4, 5, 6], cercetări care au arătat că existenţa în zona de contact cu metalul încălzit a unui exces de lichid diminuează intensitatea procesului de vaporizare, fapt ce duce la scăderea randamentului răcirii, în afară de alte fenomene care deranjează în aceste cazuri. Majoritatea cercetătorilor ce s-au pronunţat în această privinţă recomandă utilizarea pentru răcirea cuţitelor de strung a unor debite de 150... 500 ml/oră, valori care impun soluţii foarte complicate ale instalaţiei şi pulverizatorului pentru răcirea sculei, în condiţiile necesităţii funcţionării acesteia în regim strict staţionar la presiuni de intrare în pulverizator de 1–2 daN/cm^2 [2, 3, 4, 5, 6, 7].

Invenţia românească rezolvă problema de mai sus cu o instalaţie foarte simplă, prezentată principial în figura 1: aerul comprimat de la reţeaua uzinală este trecut printr-un reductor de presiune 1, acţionat de către strungar de la şurubul 2. Ieşind dintr-un ajutaj inelar al pulverizatorului 2, aerul este accelerat în jurul ajutajului lichidului de răcire pe care îl absoarbe la o înălţime *H* din rezervorul de lichid 4, care este montat de regulă în batiul maşinii-unelte. La ieşirea celor două fluide din ajutaje se formează un jet concentrat de ceaţă foarte fină (fig. 2).

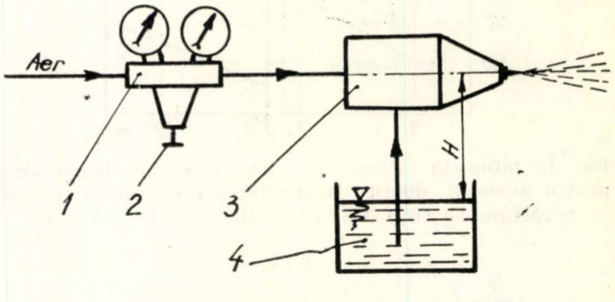


Fig. 1 Schema de principiu a instalaţiei

Pulverizatorul de concepţie proprie poate asigura reglarea continuă a debitului de lichid din jet de la valoarea maximă pînă la zero, indiferent de presiunea aerului comprimat. Reglarea debitului de lichid din jet se face cu atît mai fin cu cît debitul maxim de lichid e mai mic. Întrucît determinarea pe cale teoretică a dimensiunilor ajutajelor pentru aer şi lichid este suficient de complicată datorită marii complexități a fenomenelor ce se produc la trecerea acestora prin elementele instalației și la amestecarea lor în jet, s-a recurs la realizarea pe cale experimentală a dimensionării. Elementele determinate în urma unor încercări de laborator sînt prezentate în figura 3, unde

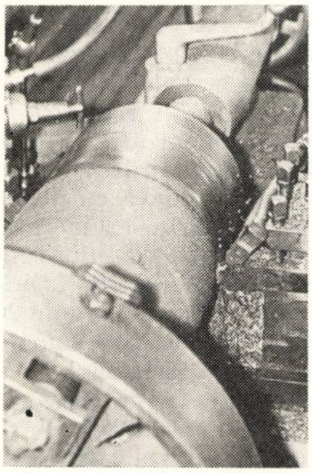


Fig. 2 Răcirea cu jet de ceață a cuțitelor de strung cu instalația realizată în Institutul politehnic din București.

s-a notat cu *ØDe* și *ØDi* diametrele exterioare și respectiv interior ale ajutajului de secțiune inelară pentru aer, iar cu *Ød* diametrul ajutajului pentru lichid. S-au făcut încercări cu diferite presiuni de intrare în pulverizator a

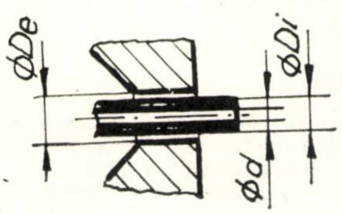


Fig. 3 Ajutajele pulverizatorului

aerului, cu diferite înălțimi de aspirație a apei și cu diferite dimensiuni constructive active ale elementelor pulverizatoarelor, în urma cărora s-au trasat diagramele prezentate în figurile 4, 5, și 6, care reprezintă variația debitului orar maxim al lichidului pulverizat, determinat prin colectarea într-un recipient a lichidului provenit din jet. Din diagramele prezentate rezultă că pînă la presiuni ale aerului de 2,5... 3 daN/cm, cele mai mici debite maxime se înregistrează la pulverizatorul cu dimensiunile *ØDe* = 1,7 mm, *ØDi* = 1 mm, *d*=0,6 mm, ceea ce recomandă aceste dimensiuni ca fiind optime din punctul de vedere al utilizării maxime a capacității de absorbție a căldurii de către jet. Din diagrame se mai constată că debitele cresc cu cît înălțimea de aspirație a lichidului scade și invers, ceea ce este foarte avantajos pentru proiectarea mașinilor-unelte avînd instalații de acest gen, întrucît în general partea inferioară a batiurilor mașinilor-unelte este propice pentru instalarea rezervoarelor de lichid de răcire, existînd în acest caz o mai bună posibilitate de recirculare a lichidelor.

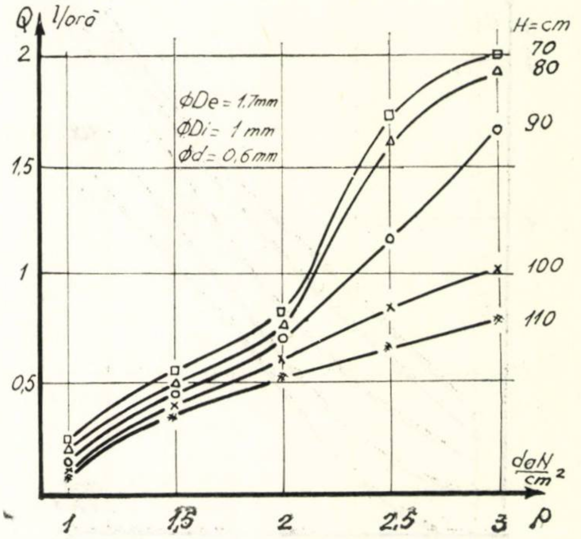


Fig. 4 Diagrame debit-presiune pentru aliajul *A*

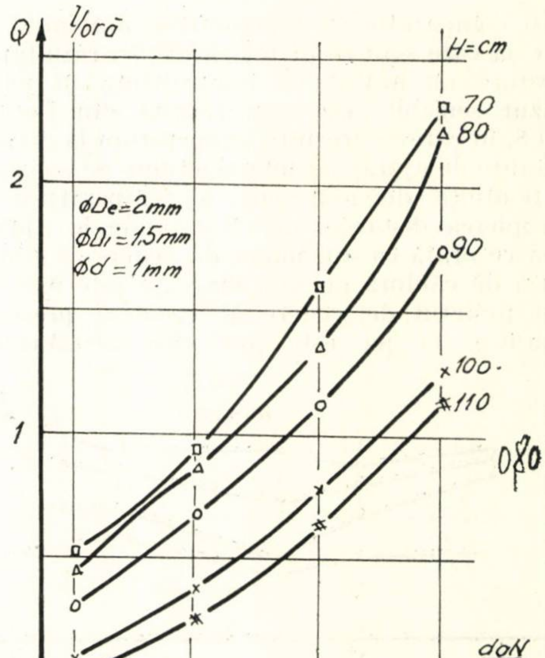


Fig. 5 Diagrame debit-presiune pentru ajutajul *B*

Utilizarea unor înălțimi de aspirație mari permite — așa cum de asemenea rezultă din diagrame — folosirea unor pulverizatoare cu ajutaje de secțiuni transversale mari, care nu prezintă nici un fel de probleme de execuție și exploatare. În vederea aprecierii capacității de absorbție a căldurii de către jet la apropierea sau îndepărtarea pulverizatorului de sculă s-au făcut determinări experimentale ale temperaturii în diverse puncte ale jetului realizat cu pulverizatorul optim din punctul de vedere a debitului.

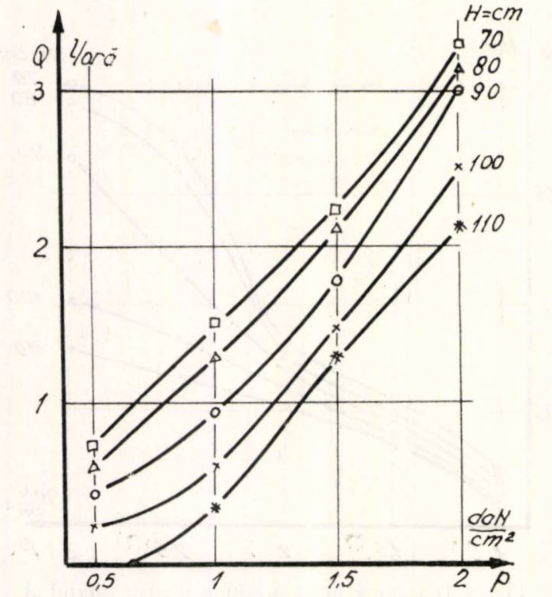


Fig. 6 Diagrame debit-presiune pentru ajutajul *C*

În comparație cu temperatura ambiantă de 27°C la care s-au făcut măsurătorile, rezultatele acestora au arătat că temperatura în jet a scăzut sensibil, așa cum rezultă din figurile 7 și 8, în care se prezintă temperatura la diverse distanțe de ajutaj, în lungul jetului. Se constată o tendință de minimum a temperaturii în apropierea distanței de 50 mm de la ajutaj, ceea ce arată că din punct de vedere al schimbului de căldură această distanță este optimă. Din punctul de vedere al variației presiunii dinamice în jet este însă mai avantajoasă utilizarea distanțelor cît mai mici, în care există condiții mai bune pentru lubrificația procesului de așchiere. Se pare că cele mai bune condiții globale sînt asigurate la o distanță de circa 20–35 mm [6–10]. Aceasta rezultă și din unele încercări de durabilitate a cuțitelor de strung efectuate în Institutul politehnic din București, încercări ce nu fac obiectul acestei lucrări. Ținem să arătăm totuși că rezultatele utilizării metodei de răcire a sculelor cu jet de ceață și a instalației proiectate și realizate în Institutul politehnic din București sînt deosebit de pozitive. Astfel, la strunjirea unor fonte *Fc* 15 cu crustă dură și abrazivă cu plăcuțe ,,TIZIT" — K 30 la un regim de așchiere cu viteza de 40 m/min, avansul de 0,8 mm/rotație și adîncimea de așchiere medie de 7 mm (cu întreruperi), la un timp de așchiere de 20 de minute, s-au înregistrat următoarele uzuri ale cuțitului, pe fața de așezare a acestuia :

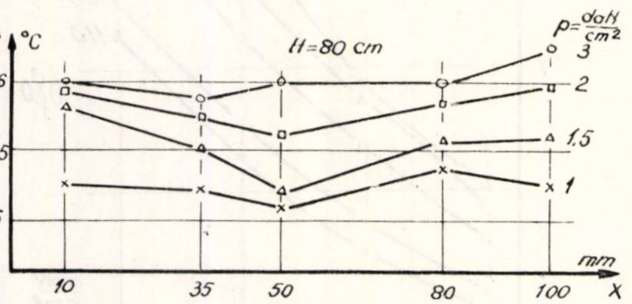


Fig. 7 Diagrame temperatură-distanță pentru $H = 80$ cm

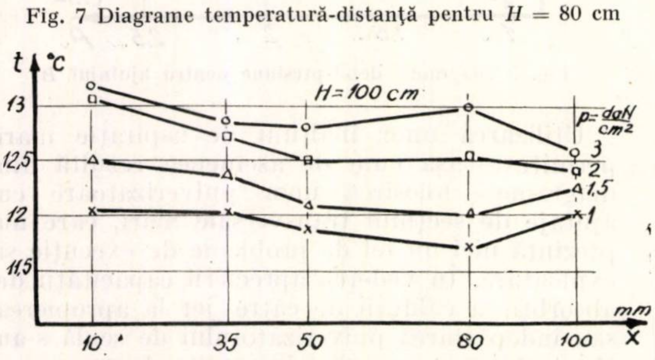


Fig. 8 Diagrame temperatură-distanță pentru $H = 100$ cm

— la strunjirea fără răcire : 0,6 mm ;
— la strunjirea cu răcirea cuțitului în jet de ceață : 0,35 mm

Aceasta arată că aplicarea generalizată a sistemului deschis poate conduce la importante economii de materiale de scule, și în plus aplicarea răcirii cuțitului mărește precizia prelucrării prin așchiere, ceea ce constituie încă un avantaj de necontestat.

În prezent se studiază posibilitatea introducerii instalației de răcire-ungere a sculelor cu jet de ceață în proiectele unor strunguri de mare precizie ce vor fi fabricate în țara noastră în scurt timp.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Băncilă, A. R.* și *Georgescu, G. S.*: ,,Noutăți în construcția și folosirea mașinilor-unelte, dispozitivelor și sculelor"— Editura tehnică, București, 1969.
[2] *Drăghici, G.* : ,,Metode tehnologice înaintate de prelucrare a metalelor" — Buc. Editura tehnică 1965.
[3] *Drăghici, C.* : ,,Influența răcirii cu lichid pulverizat asupra durabilității cuțitului de strung". În : Construcția de mașini nr. 12/1965.
[4] *Troițkaia, D. N.* : ,,Vlianie raspilennîh jidcostei na stoicosti rezțov a plastincami iz tveordîh splavov." In : Vestnik Mașinostroenia" nr. 10, 1963.
[5] *Krupenea, P. V.* : ,,Opît ohlajdeniia instrumenta raspîlennîni jidkostiami, — Mașinostroitel — nr. 2/1963.
[6] *Reznikov, A.* : ,,Teploobmen pri rezanii i ohlajdenie instrumentov ,,Editura Mașghiz — Moskva 1963.
[7] *Gladcov, P.* : ,,Cercetări experimentale asupra efectelor răcirii cu jet de ceață la strunjirea fontelor aliate" în ,,Prima Conferință națională de mașini-unelte", vol. 1. p. 210—215 — Institutul politehnic, București, 1974.
[8] *Cașler, Gh., Plăhteanu B.*: ,,Contribuții la aplicarea răcirii ungerii cu lichid pulverizat la joasă presiune, la strunjirea profilată a elementelor de rulmenți", In Buletinul Institutului politehnic din Iași, fasc. 3—4/1971 p. 137—144.
[9] *Plăhteanu, B., Condrea, I* : ,,Contribuții la studiul răcirii-ungerii prin pulverizarea lichidelor de joasă presiune în strunjirea profilată a rolelor de rulmenți". În Buletinul Institutului politehnic — Iași, XIV, (XVIII), Nr. 3—4, p. 563—568.
[10] *Plăhteanu, B.* : ,,Cu privire la optimizarea caracteristicilor jetului de lichid pulverizat în procesele de răcire-ungere la așchierea metalelor". În ,,Construcția de mașini" nr. 11/1968.

CZ ; 621.91.07 ;536.5 ;621.923.4

Temperatura din zona de aşchiere, factor restrictiv pentru intensificarea regimurilor de lucru la rectificare

Dr. ing. Gheorghe **COMAN** — Institutul politehnic – Iaşi
Ing. Viorel **BADEA** — Întreprinderea „Timpuri Noi" – Bucureşti

1. Introducere

Cercetările experimentale efectuate în domeniu au pus în evidenţă faptul că 79...98% din lucrul mecanic consumat la aşchierea prin rectificare se transformă în căldură, care se degajă [2, 3, 8] în discul abraziv, în piesa de prelucrat, în mediul înconjurător şi în aşchii, şi determină formarea unei temperaturi ridicate în zona de aşchiere. Aceasta atinge în multe situaţii valori comparabile cu temperatura de topire a metalelor rectificate, puse în evidenţă prin scînteile ce apar la rectificare şi existenţa în unele cazuri a picăturilor de metal topit şi solidificat pe suprafaţa pieselor rectificate. Temperatura ridicată din zona de aşchiere, adiacentă pe de o parte suprafeţei piesei prelucrate, produce modificări în stratul superficial al acesteia, cu consecinţe asupra proprietăţilor sale funcţionale în exploatare, iar pe de altă parte adiacentă suprafeţei aşchietoare a discului abraziv influenţează proprietăţile de rezistenţă ale liantului şi granulelor abrazive, producînd în acest fel uzura termică a discurilor abrazive. De aceea, analiza teoretică şi experimentală a influenţei factorilor tehnologici asupra fluxului de căldură din zona de aşchiere, a degajării căldurii din zona de aşchiere, a temperaturii din zona de aşchiere şi a variaţiei temperaturii în piesa de prelucrat şi discul abraziv, prezintă o deosebită importanţă. Cercetarea fenomenelor termice din zona de aşchiere la rectificare ridică multe dificultăţi, ele putînd fi analizate numai prin dubla interpretare a procesului de aşchiere la rectificare, pe de o parte prin asimilarea acestuia cu procesul de aşchiere de la frezare cu freze cu un număr mare de tăişuri aşchietoare, iar pe de altă parte prin asimilarea lui cu procesul de frecare de alunecare cu o intensitate foarte mare a uzurii [1].

2. Modelarea matematică a fenomenelor termice din zona de aşchiere la rectificare

Modelele matematice elaborate pentru analiza fenomenelor termice din zona de aşchiere la rectificare vizează modelarea cîmpului termic din zona de aşchiere, bilanţul termic din această zonă şi optimizarea parametrilor de lucru, în funcţie de regimul termic din zona de aşchiere. Pentru analiza teoretică a cîmpului de temperatură din zona de aşchiere la rectificare, în cele mai multe cazuri [1, 4, 6] etc se pleacă de la ecuaţia diferenţială privitoare la conducţia căldurii a lui Fourier,

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \qquad (1)$$

în care :

T este temperatura în grade a unui punct de coordonate x, y, z ;

τ — timpul de încălzire a punctului respectiv ;

a — $\lambda/C \cdot \rho$ — difuzivitatea termică.

Adaptarea relaţiei (1) pentru analiza fenomenelor termice la rectificare s-a făcut pe baza diferitelor ipoteze simplificatoare de calcul.

O primă modelare simplă [4] presupune că piesa de prelucrat şi discul abraziv se află într-un contact fix, în care acţionează o sursă calorică liniară cu o densitate q a fluxului de căldură (fig. 1).

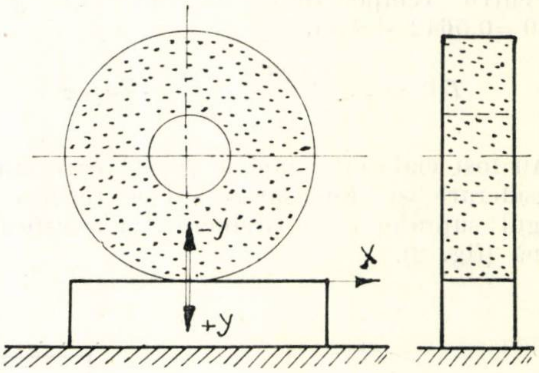


Fig. 1. Schematizarea procesului de rectificare pentru analiza propagării căldurii în discul abraziv şi semifabricat.

Pentru analiza cîmpului termic în piesa de prelucrat şi discul abraziv se pot scrie următoarele ecuaţii diferenţiale ;

— *pentru piesa de prelucrat,*

$$\frac{\partial T_1}{\partial \tau} = a_1 \cdot \frac{\partial^2 T_1}{\partial y^2}; \quad \tau \geqslant 0, \; y \geqslant 0 \qquad (2)$$

— *pentru discul abraziv,*

$$\frac{\partial T_2}{\partial \tau} = a_2 \cdot \frac{\partial^2 T_2}{\partial y^2}; \quad \tau \geqslant 0, \; y \leqslant 0 \qquad (3)$$

Punînd condițiile inițiale și de limită,

$$T_1(y,0) = T_2(y,0) = 0\,;\; T_1(0,\tau) = T_2(0,\tau)$$

$$\frac{\partial T_1(\infty,\tau)}{\partial y} = 0\,;\; \frac{T_2(-\infty,\tau)}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial T_1(0,\tau)}{\partial y} = -\frac{\lambda_2}{\lambda_1}\cdot\frac{\partial T_2(0,\tau)}{\partial y} + \frac{q}{\lambda_1}$$

și aplicînd transformările Laplace la ecuațiile diferențiale (2) și (4) rezultă:

$$T_1(y,\tau) = \frac{2\cdot q}{\lambda_1}\cdot\frac{K}{K+1}\cdot\sqrt{a_1\cdot\tau}\cdot erf\left(\frac{y}{2\cdot\sqrt{a_1\cdot\tau}}\right) \quad (4)$$

și respectiv,

$$T_2(y,\tau) = \frac{2\cdot q}{\lambda_2}\cdot\frac{K}{K+1}\cdot\sqrt{a_2\cdot\tau}\cdot erf\left(\frac{|y|}{2\cdot\sqrt{a_2\cdot\tau}}\right) \quad (5)$$

în care,

$$K = \sqrt{\frac{\lambda_1\cdot C_1\cdot\rho_1}{\lambda_2\cdot C_2\cdot\rho_2}}$$

reprezentînd deci coeficientul care ia în considerare proprietățile termice ale materialului de prelucrat și ale materialului discului abraziv.

Pentru temperatura maximă la $y=0$, $erf\,0=0{,}5642$ și deci,

$$T(0,\tau) = \frac{1{,}128\cdot q}{\lambda_1}\cdot\frac{K}{K+1}\cdot\sqrt{a_1\cdot\tau} \quad (6)$$

Au fost elaborate modele [6, 8] care iau în considerare și deplasarea sursei termice în lungul suprafeței de prelucrat, la rectificarea plană (fig. 2).

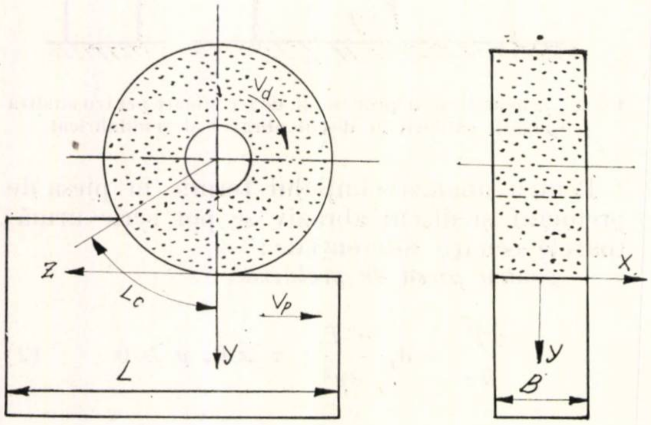


Fig. 2. Reprezentare schematică pentru rectificarea plană în scopul analizei cîmpului termic din zona de așchiere.

În primul caz [6] se analizează numai variația cîmpului termic în piesă în direcția axei y. Plecînd de la ecuația diferențială (2) și impunînd condițiile inițiale,

$$T(y,0) = T_0\,;\; T(0,\tau) = T_c\,;\; \frac{\partial T(\infty,\tau)}{\partial y} = 0$$

după rezolvarea ecuației diferențiale se obține:

$$T(y,\tau) = \frac{q}{2}\sqrt{\frac{\pi\cdot L_c}{\lambda\cdot C\cdot\rho\cdot V_p}}\left[1 - erf\left(\frac{y}{2\cdot\sqrt{a\cdot\tau}}\right)\right] \quad (7)$$

în care:

q este densitatea fluxului termic, W/m^2;
L_c — lățimea sursei calorice, care coincide cu lungimea arcului de contact, m;
λ — conductivitatea termică a materialului de prelucrat, $W/m\cdot$grade;
C — căldura specifică a materialului de prelucrat, $J/Kg\cdot$grade;
ρ — densitatea materialului de prelucrat, Kg/m^3;
V_p — viteza de deplasare a sursei calorice pe suprafața piesei de prelucrat, care este egală cu viteza de avans longitudinal, m/s;
y — distanța de la suprafața de contact în adîncimea stratului superficial, pînă la punctul a cărui temperatură se determină, m;
a — difuzivitatea termică, m^2/s;
τ — timpul de încălzire a punctului a cărui temperatură se determină, s.

Dacă se consideră $\tau = L_c/V_p$, relația (7) va căpăta aspectul,

$$T(y) = \frac{q}{2}\cdot\sqrt{\frac{\pi\cdot L_c}{\lambda\cdot C\cdot\rho\cdot V_p}}\left[1 - erf\left(\frac{y\cdot\sqrt{V_p}}{2\cdot\sqrt{a\cdot L_c}}\right)\right] \quad (8)$$

În cel de-al doilea caz [8] se ia în considerare propagarea căldurii în direcția de deplasare a discului abraziv. Se consideră o lățime identică a discului abraziv cu piesa de prelucrat precum și o temperatură uniformă pe direcția axei x. Cu aceste ipoteze se ajunge la relația,

$$T(z,y) = \frac{1}{\sqrt{\pi\cdot Pe\cdot(\xi-\xi')}}\,exp\left[-\frac{n^2\cdot Pe}{4(\xi-\xi')} - \frac{Bi\cdot(\xi-\xi')}{Pe}\right] \quad (9)$$

unde:

$T(z,y) - T/T_0$ reprezintă temperatura adimensională, T fiind temperatura inițială, °C;
$Pe - V_p\cdot L_c/a$ — criteriul lui Péclet;
$Bi - 2\cdot\alpha\cdot L_c^2/\lambda\cdot B$ — criteriul lui Biot;
$\eta = y/L_c$ — coordonata adimensională în stratul superficial;
α — coeficientul conductibilității termice a materialului de prelucrat, $Kcal/cm^2\cdot s\cdot C°$;

ξ — z/L_c — coordonata adimensională în direcția de deplasare a discului abraziv;

ξ' — coordonata curentă a sursei calorice în direcția axei z.

Integrînd ecuația (10) după direcția ξ', între *0* și ξ se obține relația pentru determinarea cîmpului de temperatură în piesa de prelucrat,

$$T(z,y) = \frac{q \cdot L_c}{2 \cdot \lambda \cdot T_0 \cdot \sqrt{Bi}} \left[exp\,(-\,\eta \cdot \sqrt{Bi}) \cdot \right.$$

$$\cdot erfc \left(\frac{\eta \cdot Pe}{2 \cdot \sqrt{\xi}} - \sqrt{\frac{\xi \cdot Bi}{Pe}} \right) - exp\,(\eta \cdot \sqrt{Bi}) \cdot$$

$$\left. \cdot erfc \left(\frac{\eta \cdot \sqrt{Pe}}{2 \cdot \sqrt{\xi}} + \sqrt{\frac{\xi \cdot Bi}{Pe}} \right) \right] \qquad (10)$$

Pentru temperatura de contact, cînd $\eta = 0$, se obține:

$$T_{contact} = \frac{2 \cdot q \cdot \sqrt{z}}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \rho \cdot V_p}} \qquad (11)$$

iar pentru temperatura maximă, cînd $z = L_c$ rezultă,

$$T_{max} = \frac{2 \cdot q \cdot \sqrt{L_c}}{\sqrt{\pi \cdot \lambda \cdot C \cdot \rho \cdot V_p}} \qquad (12)$$

Cercetări teoretice mai complete [2, 3] au pus în evidență variația în timp a cîmpului de temperatură din zona de așchiere, repartizarea căldurii din zona de așchiere în așchii, mediul înconjurător, discul abraziv și piesa de prelucrat, precum și optimizarea parametrilor de lucru din punctul de vedere al uzurii termice a discului abraziv.

Modelul matematic elaborat pe baza reprezentării schematice a procesului de rectificare din figura 3 constă din două domenii unidimensionale de interacțiune în condiție tranzitorie. Se impun următoarele ipoteze simplificatoare de calcul: datorită vitezei mari de rotație a discului abraziv și valorii mici a coeficientului de transfer al căldurii se consideră că temperatura din discul abraziv variază numai radial. Se neglijează de asemenea efectul curburii discului abraziv pentru adîncimi de pătrundere mici, astfel încît discul abraziv poate fi considerat un domeniu semiinfinit $y \geqslant 0$ și piesa un alt domeniu semiinfinit $x \geqslant 0$, unde x și y se deplasează continuu cu zona de așchiere.

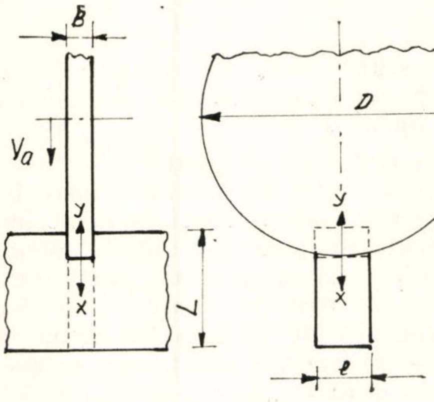


Fig. 3. Reprezentare schematică a procesului de rectificare cu avans transversal.

Cîmpul termic din zona de așchiere este caracterizat de următoarele ecuații diferențiale:

— *pentru piesa de prelucrat,*

$$\rho \cdot C \left(\frac{\partial T}{\partial \tau} - V_a \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) = K \, \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \qquad (13)$$

— *pentru discul abraziv,*

$$\rho_1 \cdot C_1 \cdot \frac{\partial T_1}{\partial \tau} = K_1 \cdot \frac{\partial^2 T_1}{\partial y} \qquad (14)$$

Se impun condițiile inițiale și de limită,

$$T(x,0) = T_1(y,0) = T\,(\infty,\tau) = T_1\,(\infty,\tau) = T_a\,;$$

$$T(0,\tau) = T_1(0,\tau) = T_s$$

$$u \cdot V_a \cdot l = -\,l \cdot K \cdot \frac{\partial T\,(0,\tau)}{\partial x} - \pi \cdot D \cdot K_1 \cdot$$

$$\cdot \frac{\partial T_1\,(0,\tau)}{\partial y} + \pi \cdot D \cdot h \cdot [T_1\,(0,\tau) - T_a]$$

unde cu indice (1) s-au notat termenii ce se referă la discul abraziv.

Se introduc mărimile adimensionale,

$$\xi = \frac{V_a \cdot x}{a}\,; \quad \eta = \frac{l}{\pi \cdot D} \cdot \frac{\rho \cdot C \cdot V_a}{K_1} \cdot y\,; \; t = \frac{V_a^2 \cdot \tau}{a}$$

$$\gamma = \frac{\pi \cdot D \cdot h}{l \cdot \rho \cdot C \cdot V_a}\,; \; \beta = \frac{\pi \cdot D}{l} \left(\frac{K_1 \cdot \rho_1 \cdot C_1}{K \cdot \rho \cdot C} \right)^{1/2} \qquad (15)$$

$$\theta = (T - T_a) \cdot \rho \cdot C \cdot (1 + \gamma)/u\,;$$

$$\theta_1 = (T_1 - T_a) \cdot \rho \cdot C \cdot (1 + \gamma)/u$$

și ecuațiile (13) și (14) vor căpăta aspectul

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} + \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2}$$

$$\qquad (16)$$

$$\beta^2 \cdot \frac{\partial \Theta_1}{\partial t} = \frac{\partial^2 \Theta_1}{\partial \eta^2}$$

cu următoarele condiții inițiale,

$$\Theta(\xi,0) = \Theta_1(\eta,0) = \Theta(\infty,t) = \Theta_1(\infty,t) = 0;$$

$$\Theta(0,t) = \Theta_1(0,t) = \Theta_s$$

$$\frac{\partial\Theta(0,t)}{\partial\xi} + \frac{\partial\Theta_1(0,t)}{\partial\eta} - \gamma\cdot\Theta_1(0,t) + \gamma + 1 = 0$$

Semnificația notațiilor :

T — temperatura în piesa de prelucrat;
T_1 — temperatura în discul abraziv;
T_s — temperatura din zona de așchiere;
ρ — densitatea materialului piesei de prelucrat;
C — căldura specifică a materialului de prelucrat;
K — conductivitatea termică a materialului piesei;
V_a — viteza avansului vertical;
u — energia pe unitatea de volum de material îndepărtat;
D — diametrul discului abraziv;
a — difuzivitatea termică a materialului piesei;
h — coeficientul de transmitere a căldurii;
t — timpul adimensional;
x, y — coordonatele spațiale în piesă și discul abraziv;
ξ, η — mărimi adimensionale ale coordonatelor x și y;
θ — temperatura adimensională din piesa de prelucrat;
θ_1 — temperatura adimensională din discul abraziv;
θ_s — temperatura adimensională din zona de așchiere;
τ — timpul.

Ecuațiile diferențiale (16), cu condițiile inițiale și de limită respective, se rezolvă folosind transformările Laplace în domeniul complex de inversiune, după care integralele obținute se evaluează numeric pe calculator prin metoda cvadraturii Gauss.

După integrarea ecuațiilor diferențiale (16) se obține,

$$\Theta_s = (T_s - T_a)\cdot\frac{\rho\cdot C}{u} = \frac{F(t)}{\gamma+1} = \frac{0{,}60\cdot t^{0,3}}{\gamma+1}\cdot (\beta^{-0,67} + 0{,}142\cdot\gamma^{0,44}) \qquad (17)$$

Pentru diferite valori ale coeficienților adimensionali β și γ relația (17) este reprezentată grafic în figura 4.

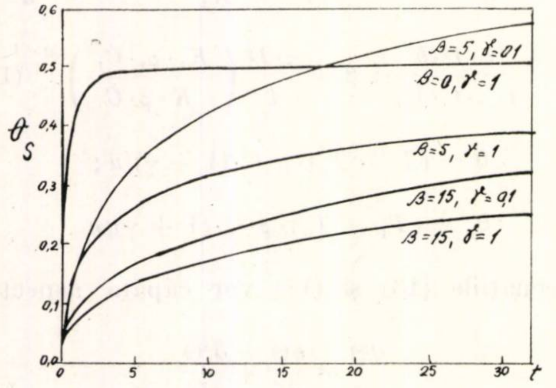


Fig.4

Fig. 4. Variația temperaturii adimensionale din zona de așchiere, în funcție de timpul adimensional

Din analiza efectuată rezultă că cea mai mare influență asupra temperaturii din zona de așchiere o manifestă energia pe unitatea de volum de material îndepărtat, care se determină cu relația [5].

$$u = \frac{\text{Lucru. mec/timp}}{\text{Vol. mat. îndep./timp}} = $$

$$= \frac{F_z\cdot V_d}{V_p\cdot B\cdot S_t}\ \text{daN}\cdot\text{mm/mm}^3 \qquad (18)$$

unde :

F_z este forța tangențială de așchiere, daN;
V_d — viteza tangențială a discului abraziv, m/s;
V_p — viteza tangențială a piesei de prelucrat, m/s;
B — lățimea discului abraziv, mm;
S_t — adîncimea de așchiere, mm.

Pentru repartiția căldurii din zona de așchiere au fost determinate relațiile [3],

— *în așchii* :

$$E_1 = \frac{F\,(t)}{\gamma+1}$$

— *în mediul ambiant* :

$$E_2 = \frac{\gamma}{\gamma+1}\cdot F\,(t) \qquad (19)$$

— *în discul abraziv* :

$$E_3 = 0{,}771\cdot\beta\cdot E_1\cdot t^{-1/2}$$

— *în semifabricat* :

$$E_4 = 1 - (E_1 + E_2 + E_3)$$

Pentru cazul cînd t→0,

$$\lim_{t\to0} E_3 = \frac{\beta}{\beta+1} \qquad (20)$$

$$\lim_{t\to0} E_4 = \frac{1}{\beta+1}$$

Relațiile (19) rezolvate pentru valorile $\gamma = 0{,}59$ și $\beta = 7{,}8$ au condus la obținerea datelor din tabelul 1.

Întrucît la rectificarea oțelurilor $3 < \beta < 30$, valorile inițiale ale lui E_3 pot varia între 75 și 97 %, se poate trage deci concluzia că la începutul așchierii aproape toată căldura inițială pătrunde în discul abraziv, iar un procent foarte mic în semifabricat. Cu trecerea timpului de lucru cantitatea relativă de căldură ce revine discului abraziv și semifabricatului se reduce și crește cantitatea de căldură ce revine așchiilor și mediului înconjurător. De asemenea, rezolvarea relațiilor (19) prezentate în tabelul 1

Tabelul 1

Repartiţia instantanee a căldurii în zona de aşchiere pentru valorile $\gamma = 0,59$ şi $\gamma = 7,8$

Timpul dimensional ,s	Timpul adimensional t	În aşchii E_1	În mediul inconjurător E_2	În discul abraziv, E_3	În semifabricat, E_4
0	0	0	0	0,0886	0,114
0,024	0,152	0,057	0,033	0,826	0,084
0,039	0,25	0,067	0,039	0,815	0,079
0,078	0,5	0,089	0,053	0,791	0,067
0,16	1,0	0,120	0,071	0,756	0,053
0,78	5	0,226	0,133	0,621	0,020
1,6	10	0,284	0,168	0,538	0,010
3,1	20	0,346	0,204	0,445	0,005
4,7	30	0,382	0,225	0,390	0,003
5,6	35,6	0,396	0,234	0,367	0,003

pune în evidenţă faptul că atît discul abraziv cît şi piesa de prelucrat ajung la o temperatură de regim într-un timp foarte scurt de la începerea prelucrării mecanice. Considerînd dispersia căldurii din zona de aşchiere în discul abraziv, în piesa de prelucrat şi în aşchii [4], au fost stabilite şi următoarele relaţii pentru calculul atît al valorii absolute cît şi al celei relative, a căldurii degajate din zona de aşchiere care revine acestor trei medii :

Pentru valoarea absolută,

— *în discul abraziv* :

$$Q_d = 0,885\cdot(T_{max} - T_0)\cdot B_d\cdot\sqrt{l\cdot V_d\cdot\lambda_d\cdot C_d\cdot\gamma_d} \qquad (21)$$

— *în piesa de prelucrat* :

$$Q_p = 0,885\cdot(T_{max} - T_0)\cdot B_d\cdot\sqrt{l\cdot V_p\cdot\lambda_p\cdot C_p\cdot\gamma_p} \qquad (22)$$

— *în aşchii* :

$$Q_a = m_a\cdot C_a\cdot T_a \qquad (23)$$

în care :

Q este cantitatea de căldură, Kcal. ;
T_{max} — temperatura maximă din zona de aşchiere, °C ;
T_0 — temperatura iniţială a discului abraziv, respectiv a piesei de prelucrat, °C ;
B_d — lăţimea discului abraziv, cm ;
l — lungimea arcului de contact disc-semifabricat, cm ;
V — viteza tangenţială a discului abraziv, respectiv a semifabricatului, cm/s ;
λ — conductivitatea termică, Kcal/cm·s·grade (de obicei $\lambda_d \approx 4,33\cdot10^{-3}$, $\lambda_p \approx 111\cdot10^{-3}$) ;
C — căldura specifică, Kcal/g · grade (de obicei $C_d \approx 0,22$ şi $C_p \approx 0,137$) ;
γ — greutatea specifică, g/cm^3 (de obicei $\gamma_d \approx 2$, $\gamma_p \approx 7,8$) ;
m_a — masa aşchiilor degajate, g ;
T_a — temperatura aşchiilor în momentul degajării, °C (pentru oţel, T_a = 1 250° C).

Pentru valoarea relativă,

— *în discul abraziv* :

$$E_d = \frac{Q_d}{240\cdot N_{ef}} = \frac{0,885\cdot(T_{max} - T_0)\cdot B_d\cdot\sqrt{l\cdot V_d\cdot\lambda_d\cdot C_d\cdot\gamma_d}}{240\cdot N_{ef}} \qquad (24)$$

— *în piesa de prelucrat* :

$$E_p = \frac{Q_p}{240\cdot N_{ef}} = \frac{0,885\cdot(T_{max} - T_0)\cdot B_d\cdot\sqrt{l\cdot V_p\cdot\lambda_p\cdot C_p\cdot\gamma_p}}{240\cdot N_{ef}} \qquad (25)$$

— *în aşchii* :

$$E_a = \frac{Q_a}{240\cdot N_{ef}} = \frac{m_a\cdot C_a\cdot T_a}{240\cdot N_{ef}} \qquad (26)$$

în care N_{ef} este puterea efectivă la aşchiere *Kw*, care se determină cu relaţia cunoscută de la proiectarea regimurilor de aşchiere.

Atît valoarea absolută cît şi cea relativă a cantităţii de căldură variază cu parametrii de lucru la rectificare. De exemplu, în figura 5 se prezintă variaţia cantităţii relative a căldurii în cele trei medii, în funcţie de viteza semifabricatului la rectificarea oţelului de rulmenţi Rul 1.

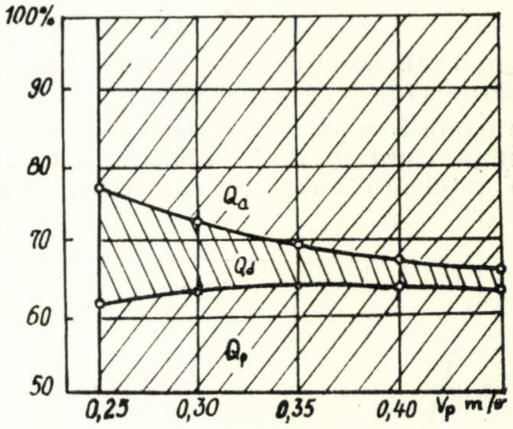


Fig. 5. Bilanţul termic la rectificarea oţelului de rulmenţi Rul 1 (V_d = 40 m/s; t = 0,01 mm)

3. Optimizarea parametrilor de lucru din punctul de vedere al temperaturii din zona de aşchiere la rectificare

Optimizarea parametrilor de lucru la rectificare, din punctul de vedere al temperaturii din zona de aşchiere, se face sub două aspecte şi anume :

— al influenţei cîmpului de temperatură din zona de aşchiere asupra uzurii termice a discului abraziv [3] ;

— al influenţei cîmpului de temperatură din zona de aşchiere asupra proprietăţilor fizico-mecanice ale stratului superficial rezultat la rectificare [1, 4].

Pentru optimizarea parametrilor de lucru la rectificare sub aspectul uzurii termice a discului abraziv se analizează la început variaţia temperaturii în corpul abraziv, plecînd de la temperatura maximă din zona de aşchiere a acestuia.

În acest scop [3] se introduce variabila adimensională:

$$\xi = \frac{y}{2\cdot\sqrt{a_1\cdot\tau}}, \qquad (27)$$

şi respectiv funcţia:

$$f(\xi) = \frac{\theta_1}{F(t)}, \qquad (28)$$

în care caz cîmpul de temperatură din discul abraziv este caracterizat de ecuaţia diferenţială ordinară

$$\frac{d^2 f}{d\xi^2} + 2\cdot\xi\cdot\frac{df}{d\xi} - 1{,}2\cdot f = 0 \qquad (29)$$

$$f(0)=1\,;\; f(\infty)=0\,;\; \frac{df(0)}{d\xi} = -1{,}5417415$$

Semnificaţia notaţiilor sînt aceleaşi din transformările (15) şi ecuaţia (17).

În figura 6 se prezintă variaţia adimensională a temperaturii în discul abraziv, trasată pe baza rezolvării numerice a ecuaţiei diferenţiale (29).

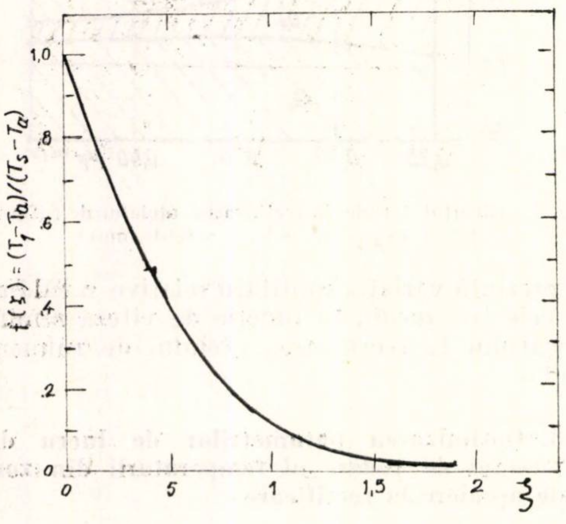


Fig. 6. Variaţia temperaturii adimensionale în discul abraziv

Granulele abrazive şi liantul discurilor abrazive prezintă o anumită rezistenţă termică. De asemenea, se cunoaşte că rezistenţa termică a liantului este mai mică decît rezistenţa termică a granulelor abrazive. În aceste condiţii este evident că dacă în liantul din jurul unei granule abrazive se depăşeşte temperatura maximă admisibilă a acestuia ($T_{max\,a}$) liantul se topeşte şi granula abrazivă se desprinde din discul abraziv. Apare în acest fel fenomenul de uzură termică a discului abraziv.

Condiţia evitării uzurii termice a discurilor abrazive poate fi pusă sub forma,

$$\Delta R_{T_{max\,a}} < g \qquad (30)$$

în care, $\Delta R_{T_{max\,a}}$ reprezintă adîncimea pe rază a discurilor abrazive la care se găseşte temperatura maximă admisibilă de distrugere termică a liantului, iar g diametrul granulelor abrazive (fig. 7). De aici concluzia că discurile abrazive cu o granulaţie mai mare prezintă o rezistenţă termică la uzură mai ridicată decît discurile abrazive cu o granulaţie mai mică.

Sub aspectul influenţei cîmpului de temperatură din zona de aşchiere asupra proprietăţilor fizico-mecanice ale stratului superficial rezultat la rectificare, optimizarea parametrilor de lucru ridică probleme deosebit de complexe [1].

S-au căutat totuşi metodologii mai simple de calcul, valabile în anumite condiţii particulare de lucru.

Astfel, [4] pe baza datelor experimentale obţinute la rectificarea oţelului de rulmenţi Rul 1, s-a ajuns la următoarea relaţie operativă pentru determinarea temperaturii din zona de aşchiere la rectificare:

$$T = 1\,732\cdot\frac{S_t^{0,22}\cdot S_l^{0,17}}{V_p^{0,10}}\ ^\circ\mathrm{C} \qquad (31)$$

şi de asemenea, pentru rugozitatea suprafeţei s-a obţinut relaţia,

$$R_a = 1{,}64\cdot\frac{S_t^{0,148}\cdot S_l^{0,27}}{V_p^{0,058}}\ \mu\mathrm{m} \qquad (32)$$

în care:

S_t este avansul transversal, μm/cd;
S_l — avansul longitudinal, m/min;
V_p — viteza tangenţială a semifabricatului, m/min.

Dacă se impune condiţia că din punctul de vedere al modificării structurale în stratul superficial $T \leqslant 800^\circ$ C, iar din punctul de vedere al rugozităţii de suprafaţă $R_a \leqslant 3{,}2$ μm, folosind metoda programării liniare, se poate obţine acea combinaţie a parametrilor de lucru care asigură productivitatea maximă. Luînd domeniul concret de variaţie a parametrilor de lucru:

S_t — 5 . . . 80 μm/cd;
S_l — 1 . . . 10 m/min;
V_p — 10 . . . 80 m/min,

a fost obţinută nomograma operativă din figura 8

Planul T din nomogramă limitează domeniul de variație a parametrilor de lucru pentru condiția $T \leqslant 800°$ C, iar planul R_a limitează domeniul de variație a parametrilor de lucru care asigură condiția $R_a \leqslant 3{,}2$ µm. În scopul determinării regimului de lucru cu productivitatea maximă în domeniul soluțiilor admisibile, se construiește planul $Q = f(S_t, S_l, V_p)$ care corespunde funcției de optimizare. Prin deplasarea planului Q paralel cu el însuși în direcția săgeții, se găsește punctul A în care funcția de optimizare are valoarea maximă.

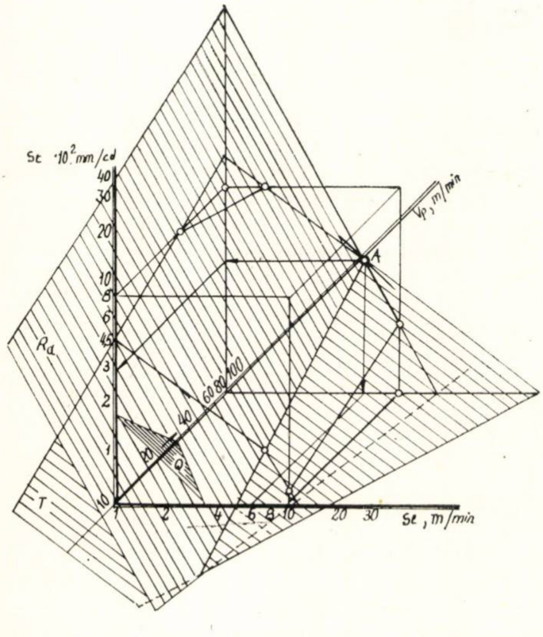


Fig. 8. Nomogramă pentru optimizarea parametrilor de lucru la rectificarea oțelului Rul 1

În cazul prezentat, în punctul A corespund parametrii :

$S_t = 0{,}029$ mm/cd ;

$S_l = 6{,}3$ m/min ;

$V_p = 80$ m/min.

Aceste regimuri de lucru vor fi considerate optime atît din punctul de vedere al stării structurale cerute stratului superficial rectificat cît și al asperității suprafeței, la asigurarea productivității maxime de prelucrare.

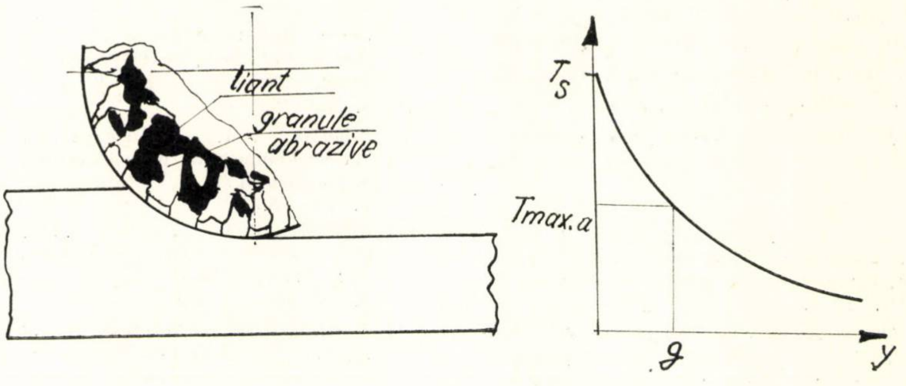


Fig. 7. Condiții limită pentru eliminarea uzurii termice a discurilor abrazive.

4. Concluzii

Analiza cîmpului de temperatură din zona de așchiere la rectificare se impune cu deosebită necesitate pentru optimizarea parametrilor de lucru la rectificare. Necesitatea acestei analize rezultă din faptul că în zona de așchiere la rectificare se formează o temperatură ridicată, comparabilă cu temperatura de topire a metalului rectificat, deci mult peste temperatura de transformare fazică a aliajelor supuse prealabil tratamentelor termice finale. Temperatura ridicată din zona de așchiere la rectificare și modul de propagare a căldurii în materialul de prelucrat și discul abraziv, care depinde de proprietățile termofizice ale acestora, influențează negativ atît calitatea stratului superficial al materialului rectificat cît și intensitatea uzurii termice a discului abraziv. Reducerea temperaturii din zona de așchiere la rectificare se poate face pe mai multe căi :

— Prin folosirea lichidelor de ungere-răcire cu conductibilitate termică ridicată, cu capacitate termică și căldură latentă de formare a vaporilor. Eficiența folosirii lichidelor de ungere-răcire depinde în mare măsură de modul de introducere a acestora în zona de așchiere. În practică s-a dovedit că cele mai bune procedee de introducere a lichidelor de ungere-răcire în zona de așchiere sînt cele bazate pe pulverizarea acestuia în zona de așchiere, folosirea jeturilor sub presiune sau introducerea lui prin porii discului abraziv.

— Prin analiza atentă a influenței parametrilor de lucru la rectificare asupra bilanțului termic din zona de așchiere și stabilirea parametrilor de lucru, astfel încît să conducă la reducerea cantității de căldură preluate de piesa de rectificat și discul abraziv.

— Prin reducerea energiei pe unitatea de volum de material îndepărtat, determinată cu relația (18) și care influențează în mare măsură temperatura din zona de așchiere.

Din cele de mai sus rezultă în același timp dificultățile deosebite pe care le ridică analiza cîmpului termic în zona de așchiere la rectificare, însă ea este utilă pentru stabilirea judicioasă a căilor de creștere a calității proceselor de rectificare a pieselor de mașini, care dată fiind poziționarea lor finală în traseul tehnologic de prelucrare mecanică, influențează direct calitatea în exploatare a pieselor de mașini.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Coman, Gh.* ș.a. : Probleme actuale ale finisării și suprafinisării suprafețelor pieselor de mașini, vol. I și II, București, INID. 1973.

[2] *Eshghy, S.* : Thermal Aspects of the Abrasive Cutoff Operation. Part 1 — Theoretical Analysis (Aspecte termice la operațiile de prelucrare cu discuri abrazive. Partea I : analiză teoretică). In : ,,Trans. of the ASME", series B, vol. 89, nr. 2 mai 1967, p. 356—360.

[3] *Eshghy, S.* : Thermal Aspects of the Abrasive Cutoff Operation. Partea a II-a : Partition Functions and Optimum Cutoff (Aspecte termice la operațiile de prelucrare cu discuri abrazive. Partea a II-a : funcțiile de repartiție și așchierea optimă). În : ,,Trans. of the ASME", Series B, Vol. 90, Nr. 2 mai 1968, p. 360—364.

[4] *Iașcerîțin, P.I.,Țocur, A.K., Eremenco, M.L.* : Teplovie iavleniia pri șlifovanii svoistva obrabotannîh poverhnostei (Fenomene termice la rectificarea și proprietățile suprafețelor prelucrate) În : Izd. ,,Nauka i Tehnikă", Minsk, 1973.

[5] *Shaw, M.T.* : Fundamentals of Grinding (Bazele rectificării). În : ,,New Developments in Grinding", Carnegie Press, Carnegie Mellon University, Pittsburg, 1972, p. 220—258.

[6] *Sipailov, V.A., Iakimov, A.V., Kazimircik, I.A.* : Rascet temperatur pri șlifovanii (Calculul temperaturii la rectificare). În : ,,Vestnik Mașinostroeniia", nr. 8/1966, p. 73—75.

[7] *Outwater, J.O., Shaw, M.T.* : Surface Temperatures in Grinding (Temperatura suprafeței la rectificare). În : ,,Trans. of the ASME", Series B, Vol. 74, Nr. 1/1952, p. 73—86.

[8] *Vasilev, A.M., Dilighenski, N.V.* : Temperatura v zone rezaniia pri almaznom șlifovanii (Temperatura în zona de așchiere la rectificarea cu discuri diamantate). In : ,,Vestnik mașinostroeniia", nr. 7/1969, p. 54—56.

[9] *Vasilko, K.* : Brusenie krehkých materialov (Rectificarea materialelor casante). In : ,,Strojirenstvi", nr. 5/1969, p. 359—364.

* * *

3. *Prelucrarea danturilor cu cuțite-roată*

CZ : 621.91.02

Metodă nouă pentru optimizarea cuțitelor—roată cu dinți drepți

Dr. ing. Gheorghe CALEA — Institutul politehnic — București

Ascuțirea tăișurilor cuțitului-roată este o operație foarte importantă, deoarece executarea incorectă a acestuia duce la deformarea profilului dinților și la schimbarea profilului de referință prin modificarea unghiului de angrenare. Pentru îmbunătățirea condițiilor de detașare a așchiilor, cuțitele roată cu dinți drepți se execută cu un unghi de degajare $\gamma_v > 0$, realizat prin prelucrarea suprafeței de degajare în mod obișnuit după suprafața conică (fig. 1). În acest fel tăișurile se obțin prin intersecția suprafeței conice cu suprafețele elicoidale evolventice ale flancurilor.

Avînd în vedere că generarea profilului evolventic are loc în planul frontal, dinții cuțitului roată au profiluri corecte evolventice în acest plan numai dacă unghiul de degajare este nul, existența suprafeței de degajare conică ducînd la abateri de profil în secțiunea frontală. Pentru ca unghiul de angrenare al profilului din secțiunea frontală să corespundă cu cel standardizat (α_r), va trebui ca unghiul de angrenare constructiv al sculei (α_s) să fie mărit conform relației [2].

$$\operatorname{tg} \alpha_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{1 - \operatorname{tg} \alpha_v \cdot \operatorname{tg} \gamma_v} \qquad (1)$$

în care :

α_s este unghiul de angrenare constructiv al sculei ;
α_r — unghiul de angrenare standardizat al roții ;
α_v — unghiul de așezare la vîrful sculei ;
γ_v — unghiul de degajare la vîrful sculei.

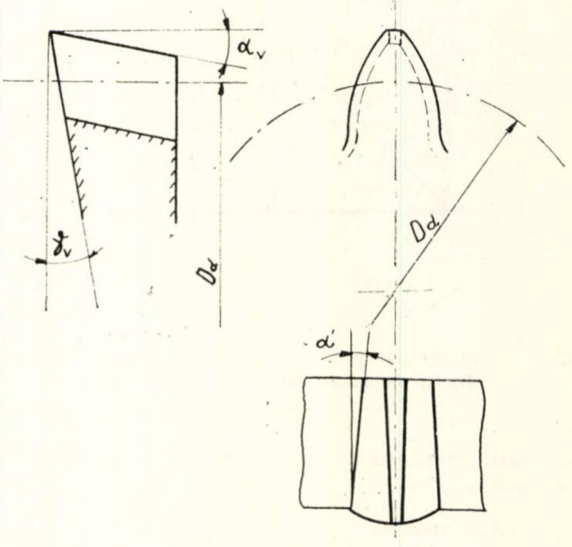


Fig. 1 — Cuțit-roată cu suprafața de degajare conică

Datorită acestui fapt, profilul din secţiunea frontală se va abate faţă de profilul teoretic, abaterile fiind cu atît mai mari cu cît unghiul de degajare este mai mare.

Din motivul enunţat mai sus unghiul de degajare la vîrf s-a limitat la valoarea $\gamma_v = 5°$. Unghiul de degajare γ_v, referindu-se la vîrful profilului dintelui, pe tăişurile laterale rezultă un unghi de degajare γ_1 mai mic conform relaţiei :

$$\operatorname{tg} \gamma_1 = \operatorname{tg} \gamma_4 \cdot \sin \alpha d \tag{2}$$

unde $\alpha\, d$ este unghiul de angrenare pe circuit de divizare.

Rezultă deci că pentru $\alpha\, d = 20°$ şi $\gamma_v = 5°$ flancurile laterale vor avea unghiul de degajare de numai 1° 42′. Acest unghi este mai mic şi nu creează condiţii bune de aşchiere a sculei, mai ales la prelucrarea metalelor moi.

În această lucrare autorul propune o nouă metodă de ascuţire a cuţitelor-roată cu dinţi drepţi, metodă care după cum se va vedea, duce la îmbunătăţirea substanţială a condiţiilor de aşchiere şi elimină complet eroarea profilului, datorită existenţei suprafeţei de degajare conice. În relaţia (1) unghiul de angrenare al sculei devine egal cu unghiul de angrenare normalizat al roţii prelucrate numai dacă produsul

$$\operatorname{tg} \alpha_v \cdot \operatorname{tg} \gamma_v = 0. \tag{3}$$

Cum unghiul de aşezare nu poate fi nul, relaţia (3) este satisfăcută pentru

$$\gamma_v = 0.$$

De asemenea, aşa cum se arată în lucrarea (1), în urma reascuţirii cuţitului-roată pe suprafaţa de degajare conică sub unghiul constant γ_v, unghiul de angrenare suferă modificări conform relaţiei :

$$\Delta\alpha = \frac{2 \operatorname{tg}^2 \alpha' d \cdot \operatorname{tg} \gamma_v \cdot h}{\operatorname{tg}^2 \alpha_s \cdot \sin \alpha_s D_d} \tag{4}$$

în care :

$\Delta\alpha$ este eroarea unghiului de angrenare;
$\alpha' d$ — unghiul de aşezare pe cercul de divizare;
αs — unghiul de angrenare al sculei;
γ_v — unghiul de degajare la vîrful dintelui;
h — înălţimea de ascuţire;
Dd — diametrul de divizare al cuţitului-roată.

Se observă în relaţia (4) că putem elimina eroarea unghiului de angrenare dacă unghiul de degajare la vîrf $\gamma_v = 0$.

Erorile datorite cauzelor enunţate pot fi eliminate dacă cuţitele-roată se construiesc cu suprafaţa frontală plană perpendiculară pe axa sculei, realizînd prin ascuţire pe ambele flancuri cîte un canal la un unghi de degajare constant γ, profilul acestui canal urmărind flancurile în evolventă (fig. 2).

Elementele ascuţirii într-un plan tangent la cercul de divizare sînt redate în figura 3.

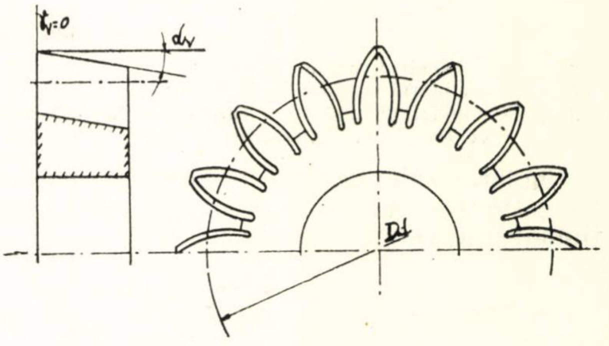


Fig. 2 — Cuţit-roată ascuţit evolventic pe flancuri în plan frontal

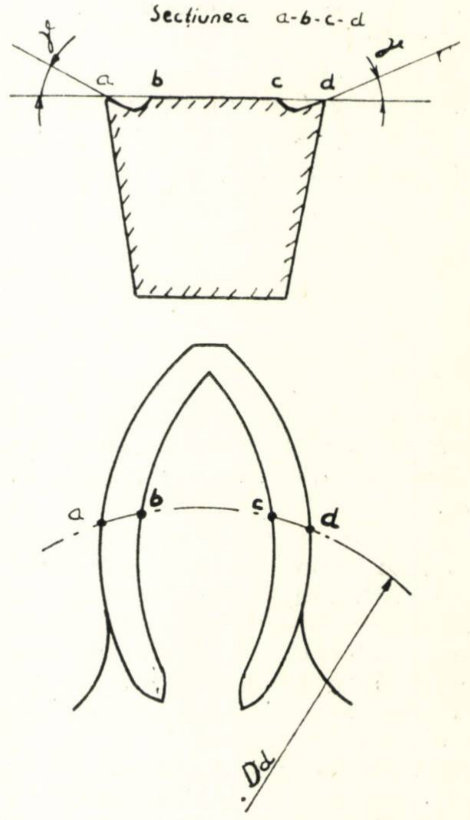


Fig. 3 — Elemente geometrice ale cuţitului-roată ascuţit evolventic

Pentru urmărirea flancurilor dinţilor cuţitului-roată în planul frontal, în vederea realizării geometriei conform figurii 3, s-a conceput o maşină universală de ascuţit cuţite-roată, a cărei cinematică asigură generarea profilului evolventic prin metoda rulării cercului de bază pe o dreaptă fixă, similar cu rectificarea la 0°. Deoarece la metoda de rectificare la 0° unghiul profilului cremalierei generatoare materializate de suprafeţele active ale sculelor diferă cu 20°, această cremalieră diferă de cea standardizată. Ca urmare, cercul de divizare din timpul ascuțirii diferă de cel care apare la angrenarea cu cremalieră generatoare STAS. Diametrul cercului de divizare la angrenarea cu cremalieră STAS rezultă din relația :

$$Dd = \frac{Db}{\cos \alpha d} \qquad (5)$$

în care :

Db este diametrul cercului de bază ;
Dd — diametrul cercului de divizare ;
αd — unghiul de angrenare care apare la angrenarea cu cremaliera generatoare.

Similar, rezultă diametrul cercului de divizare la rectificare (ascuțire), cercul de bază menținîndu-l constant :

$$D'd = \frac{Db}{\cos \alpha' d} = Dd\frac{\cos \alpha d}{\cos \alpha' d} \qquad (6)$$

unde :

Dd este diametrul cercului de divizare care apare la angrenarea din timpul rectificării.
$\alpha' d$ — unghiul de angrenare care apare la rectificare.

Avînd în vedere că în timpul rectificării axa discului abraziv face cu planul orizontal un unghi de 0°, rezultă $\alpha' d = 0°$

Înlocuind în relația (6) se obține :

$$D'd = Dd\frac{\cos \alpha d}{\cos 0°} = Dd \cos \alpha d$$

rezultă :

$$D'd = Db \qquad (7)$$

Relația (7) arată că la rectificarea cu poziția pietrei la 0°, pentru materializarea cremalierei STAS este necesar ca rularea să se facă pe cercul de bază.

Cele observate la rectificarea flancurilor prin metoda 0° și bazîndu-se pe proprietățile vîrtejurilor de evolventă, au dus la realizarea schemei de generare a canalului de degajare din figura 4, în care se observă că în timpul rostogolirii cercului de bază de diametrul $D b$, pe dreapta fixă N, punctele M și M_1 solidare cu tangentele T, T_1 descriu evolventele F, E_1. În același timp punctele M ' și M'$_1$ solidare cu tangentele T' și T'_1 (paralele cu T și T_1) descriu evolvetele F' și E'_1, identice și paralele cu F și E_1.

Avînd în vedere că evolventa este desfășurabilă în plan, punctele M și M_1 trebuie să se afle pe suprafața plană frontală a pietrei de ascuțit (care materializează tangenta T și T_1) în contact cu flancul dintelui care se ascute (fig. 4).

Pentru determinarea lungimii cursei de rulare necesare generării canalelor de degajare evolventice ne folosim de figura 6.

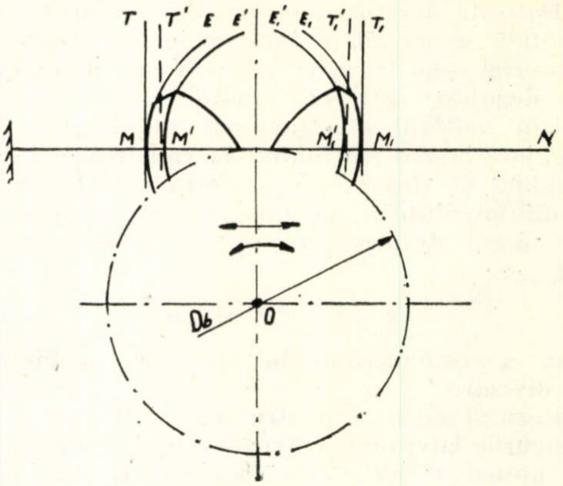


Fig. 4 — Schema de generare a canalului de degajare evolventic

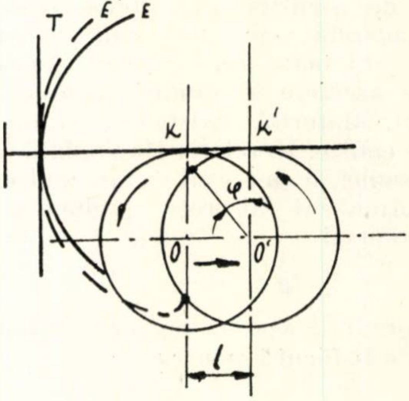


Fig. 5 — Schema determinării cursei de rulare

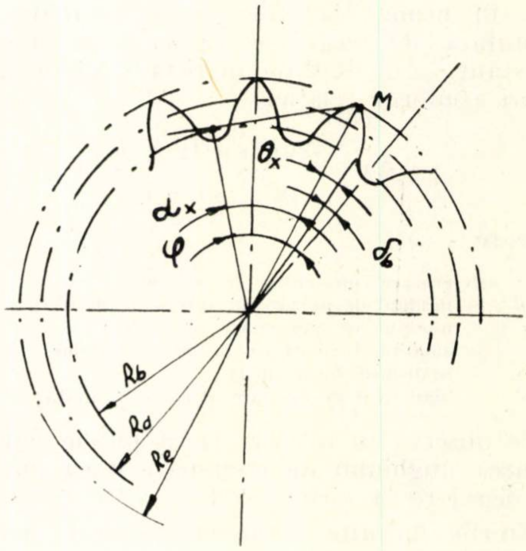


Fig. 6 — Calculul unghiului de rotație

Din figură rezultă :

$$\overline{KK'} = l = Rb \cdot \varphi \qquad (8)$$

în care :

l este lungimea cursei de rulare;
Rb — raza cercului de bază;
φ — unghiul de rotaţie al cuţitului-roată pe cercul de bază.

Determinarea unghiului de rotaţie φ se face astfel încît piatra abrazivă să urmărească întregul profil al dintelui (notaţiile din figura 6).

$$\varphi = \delta b + \theta_x + \alpha_x \tag{9}$$

unde :

$$\delta b = \delta d - ev\,20^\circ\,;\ \delta d = \frac{Sd}{2\,Rd}\,;$$

deci :

$$\delta b = \frac{Sd}{2\,Rd} - ev\,20^\circ\,;\ \theta_x = \text{tg}\,\alpha_x - \alpha_x\,;$$

$$\cos\alpha_x = \frac{Rb}{Re}$$

Înlocuind în (9) se obţine :

$$\varphi = \frac{Sd}{2\,Rd} - ev\,20^\circ + \text{tg}\,\alpha_x - \alpha_x + \alpha_x =$$

$$= \frac{Sd}{2\,Rd} - ev\,20^\circ + \text{tg}\,\alpha_x \tag{10}$$

Lungimea cursei de rulare dată de relaţia (8) devine :

$$l = Rb \cdot \varphi = Rb\left(\frac{Sd}{2\,Rd} - ev\,20^\circ + \text{tg}\,\alpha_x\right) \tag{11}$$

în care :

Sd este grosimea dintelui;
Rd — raza cercului de divizare;
α_x — unghiul corespunzător punctului M de pe cercul exterior al cuţitului-roată.

Lungimea cursei trebuie calculată pentru profilul dintelui în secţiunea frontală a cuţitului-roată. Cuţitele roată cu dinţi drepţi standardizate au următoarele elemente dimensionale ale dintelui pe faţa frontală unde se execută ascuţirea (scula nouă).

— *înălţimea capului dintelui*:

$$a_s = fd \cdot m + a\,\text{tg}\,\alpha_v\,(fd = 1{,}25 \div 1{,}3\,;\ a = 6 \div 12)$$

— *înălţimea piciorului dintelui*:

$$bs = as$$

— *grosimea dintelui pe faţa de degajare*:

$$Sd = \frac{\pi \cdot m}{2} + \Delta Sd \quad (\Delta Sd = 0{,}09 \div 0{,}21)$$

ΔSd fiind creşterea arcului de divizare pentru asigurarea jocului minim dintre flancuri la roata prelucrată.

— *diametrul cercului exterior*:

$$De = Dd + 2\,as = mz_s + 2(fd \cdot m + a\,\text{tg}\,\alpha_v),$$

Înlocuind şi relaţia (11) valorile :

$$Rb = \frac{Z_s \cdot m}{2} \cdot \cos\alpha d\,;\ Rd = \frac{z_s \cdot m}{2}$$

$$\text{tg}\,\alpha_x = \frac{\sqrt{Re - Rb}}{Rb} =$$

$$= \frac{\sqrt{\left(\frac{m \cdot z_s}{2} + fd \cdot m + a\,\text{tg}\,\alpha_v\right)^2 - \left(\frac{z_s \cdot m}{2}\cos\alpha d\right)^2}}{\frac{Z_s \cdot m}{2} \cdot \cos\alpha d}.$$

Se obţine în final :

$$l = \frac{Z_s \cdot m}{2} \cdot \cos\alpha d \left(\frac{\frac{r \cdot m}{2} + \Delta Sd}{2 \cdot \frac{z_s \cdot m}{2}} - ev\,\alpha d + \right.$$

$$\left. + \frac{\sqrt{\left(\frac{m \cdot z_s}{2} + fd \cdot m + a\,\text{tg}\,dv\right)^2 \left(\frac{Zs \cdot m}{2}\cos\alpha d\right)^2}}{\frac{z_s \cdot m}{2} \cdot \cos\alpha d} \right. \tag{12}$$

Efectuînd calculele parantezei din relaţia (12) cu valorile corespunzătoare cuţitelor—roată standardizate se obţine o valoare mai mică decît unitatea (0,8 — 0,9), ca urmare, în formula (12) făcînd paranteza egală cu unitatea, se obţine relaţia practică de calcul al lungimii de rulare la ascuţirea flancului pe suprafaţa de degajare :

$$l = \frac{Z_s \cdot m}{2} \cdot \cos\alpha d = Rd \cdot \cos\alpha d \tag{12'}$$

în care :

Zs este numărul de dinţi al cuţitului — roată

Pentru $\alpha d = 20^\circ$ se obţine :

$$l \approx 0{,}94\ Rd \tag{13}$$

Alegerea cursei de rulare în vederea ascuţirii cuţitelor-roată după metoda propusă se face cu ajutorul graficului din figura 7 pentru toate diametrele de divizare ale cuţitelor-roată utilizate.

Schema de principiu a maşinii de ascuţit cuţite-roată este prezentată în figura 8.

În păpuşa 1 care este solidară cu masa mobilă 2 se găseşte axul principal 3 avînd poziţia verticală. La partea superioară a axului principal se fixează cuţitul-roată supus ascuţirii, iar la celălalt capăt solidar cu el este montat un tambur de rulare 4. Tamburul de rulare este legat prin două benzi metalice subţiri 5, acestea la rîndul lor fiind fixate la celălalt capăt de suporturile 6, solidare cu masa fixă 7. Sania 2 este supusă unei mişcări alternative prin intermediul unui mecanism cu excentric care primeşte mişcarea de la un motor-reductor. În timp ce sania 2 se deplasează rectiliniu, axul principal, respectiv cuţitul-roată, primeşte o mişcare de rotaţie corespunzătoare rulării tamburului pe cele două benzi; discurile de rectificat, montate la distanţa 1 şi care primesc mişcarea de rotaţie (de aşchiere), vor genera canale de degajare evolventice urmărind flancul pe partea frontală a dintelui. Maşina este prevăzută cu un dispozitiv compensator care asigură ascuţirea mai multor dimensiuni de cuţite-roată, folosind un singur tambur de rulare. Poziţia iniţială a pietrelor abrazive se obţine folosind un şablon potcoavă 1 (fig. 9), care fixează cota peste *n* dinţi în planul frontal al cuţitului-roată.

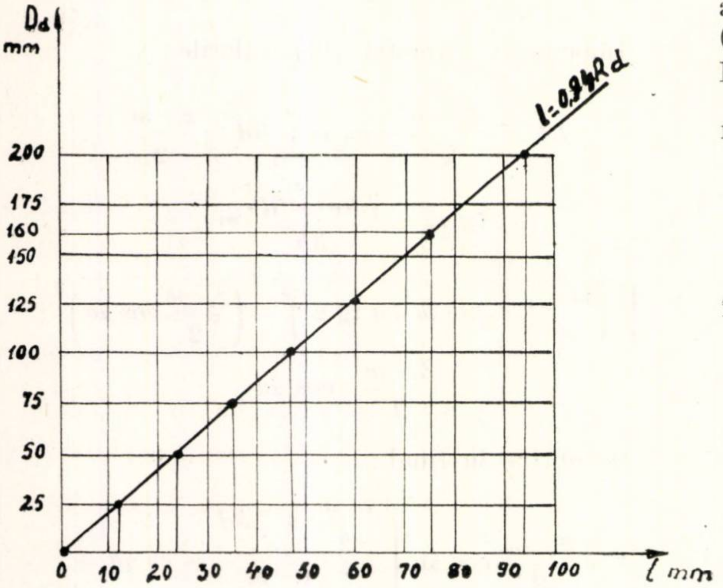


Fig. 7 — Graficul determinării cursei de rulare

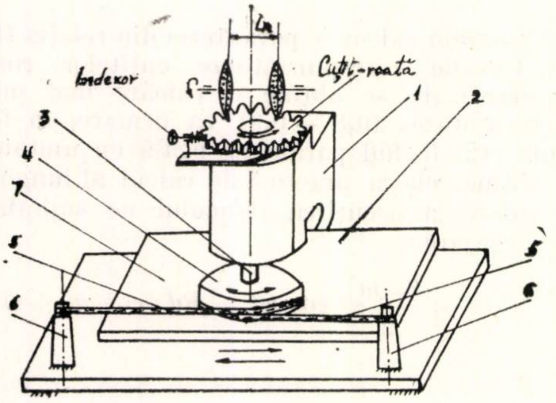


Fig. 8 — Schema de principiu a maşinii de ascuţit evolventic

Lungimea cotei de reglare L_n (normala comună) se determină cu relaţia cunoscută:

$$Ln = m \cdot \cos \alpha s \, [(n - 0{,}5)\,\pi - z_s \, inv \, \alpha_s] +$$
$$+ 2\, m\, \xi_i \cdot \sin \alpha_s + 0{,}5\, j$$

în care:

αs este unghiul de angrenare al sculei;

n — numărul de dinţi cuprinşi de normala comună;

$\xi_1 = \dfrac{a \operatorname{tg} \alpha_v}{m}$ — coeficientul de deplasare;

a — deplasarea planului de referinţă;

α_v — unghiul de aşezare la vîrful sculei;

m — modulul;

Z_s — numărul de dinţi al cuţitului-roată;

j — jocul flancurilor roţilor dinţate prelucrate.

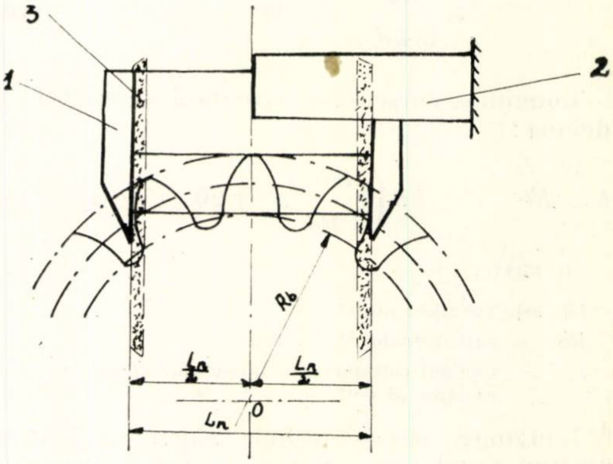


Fig. 9 — Reglarea poziţiei iniţiale a pietrelor abrazive

Pentru fiecare cuţit-roată se prevede cîte un şablon de reglare care se sprijină în poziţia de reglare pe masa fixă (2), care materializează axa de rotaţie a cuţitului-roată fixat în axul principal.

Discurile de rectificat (3) se reglează ca în figură, cu ajutorul şablonului potcoavă, apoi şablonul se îndepărtează, după care urmează ascuţirea.

În mod practic, ascuţirea cuţitelor-roată se face în două faze:

1) Rectificarea plană frontală îndepărtînd un strat de material corespunzător gradului de uzură al tăişului.

2) Ascuţirea evolventică în planul frontal.

Concluzii

Metoda de ascuţire propusă în această lucrare prezintă următoarele avantaje importante.

1. Eliminarea completă a erorilor de profil ale cuţitelor—roată prin înlocuirea ascuţirii conice cu ascuţirea evolventică în planul frontal.
2. Îmbunătăţirea substanţială a calităţii suprafeţei flancurilor prelucrate datorită posibilităţii obţinerii unor unghiuri de degajare mai mari pe flancuri.
3. O variaţie a unghiului de degajare care nu influenţează precizia profilului, deci nu necesită un control riguros al mărimii unghiului de degajare.
4. Mărirea durabilităţii cuţitelor-roată, prin posibilitatea aşchierii cu o geometrie optimă a dinţilor aşchietori.

BIBLIOGRAFIE

1. *Calea Gh. şi Todea, Gh.*: Metodă de ascuţire a cuţitelor-roată Sykes. In: „Construcţia de maşini, nr. 9/1970.

2. *Calea, Gh.*: Determinarea unghiului optim de degajare la cuţitele-roată standardizate. În: „Construcţia de maşini" (în curs de apariţie).

3. *Beloiu, M.*: Funcţiile evolventice. Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

CZ: 621.91.02 ;681.1

Calculul numeric al muchiei aşchietoare a cuţitelor-roată cu dinţi înclinaţi, cu ajutorul calculatoarelor electronice

Ing. Carol **PALFFY** — Întreprinderea „Metalul Roşu" – Cluj-Napoca

Partea I: Cuţite roată tip Sykes

Cuţitele roată cu dinţi înclinaţi au o importanţă deosebită sub aspectul utilizării lor în diferite domenii de danturări prin rostogolire, ca: mortezarea roţilor dinţate, frezarea prin decojire a melcilor pe maşini de danturat, decojirea (skiving) roţilor dinţate (în special a coroanelor interioare) etc. Astfel, extinderea aplicării calculatoarelor electronice la determinarea coordonatelor muchiei aşchietoare ale cuţitelor-roată cu dinţi drepţi şi la cuţitele-roată cu dinţi înclinaţi prezintă un interes deosebit din punct de vedere tehnico-economic. Deoarece există deosebiri esenţiale în construcţia celor două tipuri cunoscute de cuţite-roată cu dinţi înclinaţi (Sykes şi Fellows) algoritmele vor fi diferite, astfel încît este necesar să se construiască două programe.

Muchia aşchietoare a cuţitelor Sykes rezultă din intersecţia suprafeţei flancului lateral (elicoid evolventic riglat) cu suprafaţa de degajare (plan perpendicular pe axa sculei). Datorită faptului că din punct de vedere teoretic nu are loc nici o deformare a muchiei aşchietoare, la aceste tipuri de cuţite-roată nu se corectează unghiul de profil. Deformaţiile cauzate de tehnologia de ascuţire a muchiilor [4] au un caracter accidental, astfel încît în calculele coordonatelor nu sînt luate în considerare.

Se introduc următoarele sisteme de coordonate:

— Sistemul S_2 (O_2, x_2, y_2, z_2) în care se trasează evolventele directoare, pornind din acelaşi punct B pentru ambele flancuri (fig. 1). Planul O_2, x_2, y_2 coincide cu secţiunea neutră a cuţitului roată O-O.

— Sistemul S_s (O_s, x_s, y_s, z_s) ales în aşa fel încît axa $O_s\, z_s$ să coincidă cu axa sculei (ca şi la sistemul S_2), planul $O_s x_s y_s$ să fie acelaşi cu suprafaţa de degajare (A — A) şi axa $O_s x_s$ să împarte dintele pe cercul de divizare în două părţi egale (fig. 2 a şi b).

Între cele două sisteme se stabileşte matricea de transformare:

$$M_{s2} = \left\| \begin{matrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -h \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{matrix} \right\| \qquad (1)$$

Se consideră cuţitul-roată înclinat în sensul dreapta atunci cînd înclinarea dinţilor urmăreşte sensul de înfăşurare al unui filet dreapta. În acest caz profilul 1 (fig. 1), numit profil drept, este muchia obtuză, iar profilul 2 ($j = 2$) profilul stîng-muchia ascuţită. La cuţitul-roată stînga aceste roluri se inversează (fig. 1 şi 3). După cum a fost demonstrat în [6], suprafaţa flancurilor poate fi considerată ca descrisă de o dreaptă generatoare L, care în mişcarea sa se sprijină pe evolventa directoare determinată în planul secţiunii neutre (O—O). La cuţitele Sykes înclinarea ε_i a dreptei L (fig. 4 din [6]) este influenţată şi de înclinarea dintelui (fig. 1), care se notează cu β_b pe cilindrul de bază şi cu β pe cilindrul de divizare. Din examinarea figurii 1 sau din deducţia în [4] rezultă relaţia :

$$\operatorname{tg}\varepsilon_j = (\operatorname{tg}\beta \pm \operatorname{tg}\alpha_a \cdot \operatorname{tg}\delta)\cos\alpha_a \qquad (2)$$

unde :

α_a este unghiul de profil aparent ;
δ — unghiul de aşezare pe cilindrul exterior

În formula (2) se va lua plus (+) pentru muchia ascuţită şi minus (—) pentru muchia obtuză.

Utilizînd indicatorul de flanc j (1 pentru flancul drept, 2 pentru flancul stîng), ecuaţia (2) pentru cuţitul 3, dreapta va fi :

$$\operatorname{tg}\varepsilon_j = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\alpha_a + (-1)^j \operatorname{tg}\delta \cdot \sin\alpha_a \qquad (2a)$$

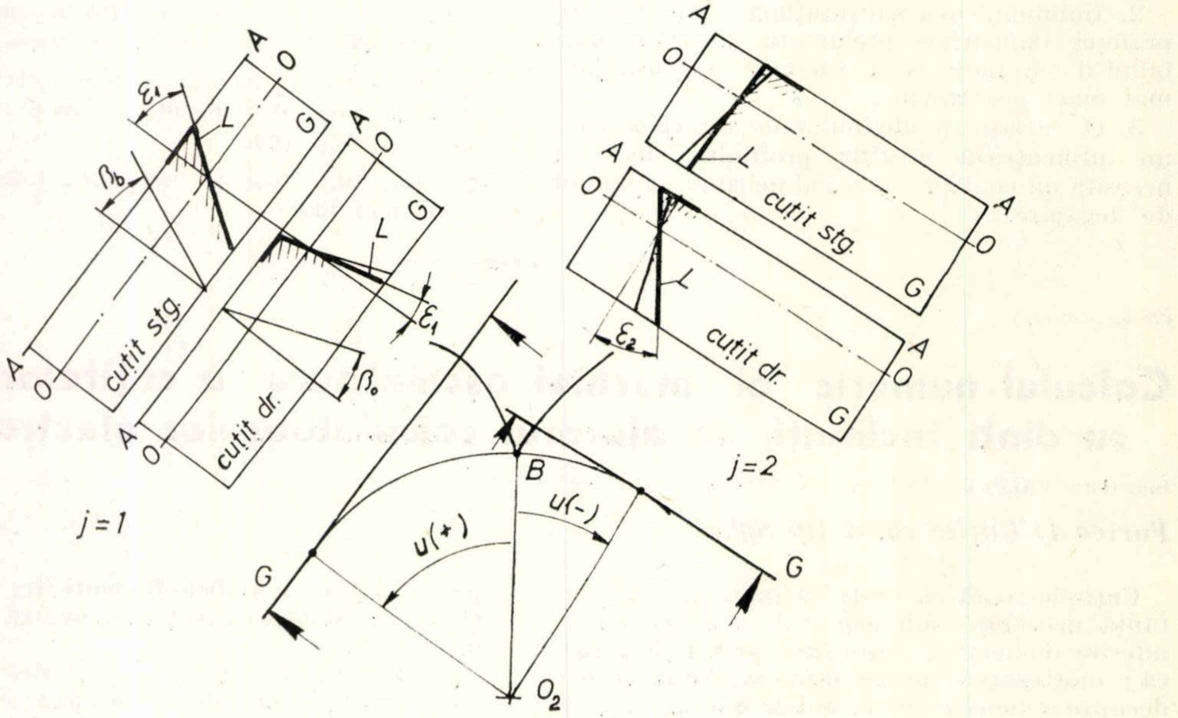

A
O
G
ε_1
L
β_0
cuţit stg.
cuţit dr.
ε_1
β_0
ε_2
B
u(+)
u(-)
G
G
O_2
j=1
j=2

Fig. 1

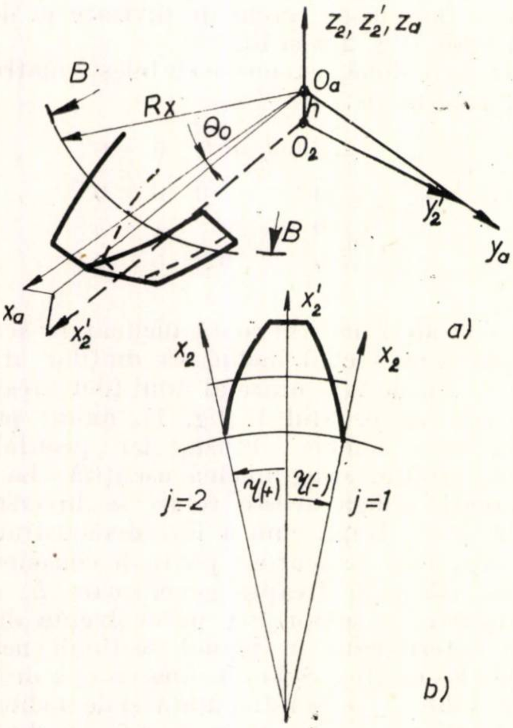

z_2, z_2', z_a
O_a
B
Rx
θ_0
h
O_2
y_2'
y_a
B
x_a
x_2'
a)
x_2'
x_2
x_2
$\eta(+)$
$\eta(-)$
j=2
j=1
b)

Fig. 2

Cosinusurile directoare ale dreptei L pentru ambele flancuri vor fi :

$$l = -\sin u \cdot \sin\varepsilon_j$$
$$m = \cos u \cdot \sin\varepsilon_j \qquad (3)$$
$$n = \cos\varepsilon_j$$

La cuţitele roată-stînga semnele lui l şi m se inversează.

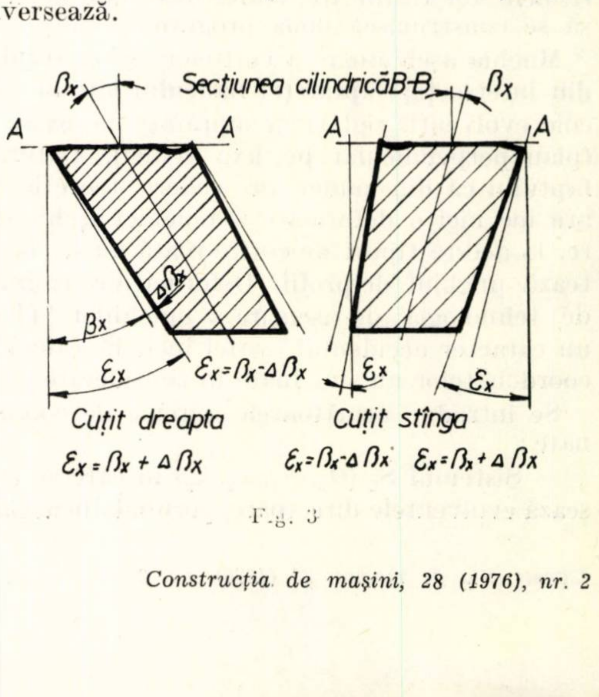

Secţiunea cilindricăB-B
β_x
β_x
A
A
A
A
$\Delta\beta_x$
β_x
ε_x
$\varepsilon_x = \beta_x - \Delta\beta_x$
ε_x
ε_x
Cuţit dreapta
Cuţit stînga
$\varepsilon_x = \beta_x + \Delta\beta_x$
$\varepsilon_x = \beta_x - \Delta\beta_x$
$\varepsilon_x = \beta_x + \Delta\beta_x$

Fig. 3

Înlocuind ecuaţia evolventei directoare (formula 6 din 6) şi expresiile (3) în ecuaţiile dreptei L (formula 2 din 6), se obţine ecuaţia elicoizilor evolventici ai flancurilor, în funcţie de parametrii u şi k în sistemul S_2.

$$\begin{aligned} x_2 &= -\sin\varepsilon_j \cdot k \cdot \sin u + R_b(\cos u + u \cdot \sin u) \\ y_2 &= \sin\varepsilon_j \cdot k \cdot \cos u - R_b(\sin u - u \cdot \cos u) \qquad (4) \\ z_2 &= k \cdot \cos\varepsilon_j \end{aligned}$$

Planul A (suprafaţa de degajare) în sistemul S_2 va fi reprezentat de ecuaţia :

$$z = h \qquad (5)$$

Ecuaţiile (4) şi (5) permit eliminarea parametrului k, stabilind relaţia de calculare a lui (6).

$$k = h/\cos\varepsilon_j \qquad (6)$$

Astfel, ecuaţiile (4) prin înlocuirea valorii lui k din (6) devin funcţii de un singur parametru (u) şi reprezintă ecuaţiile muchiilor aşchietoare ale cuţitului Sykes.

Cota h reprezintă distanţa între secţiunea de de lucru şi secţiunea neutră (fig. 2a şi 4) şi se poate exprima în funcţie de deplasarea de profil a cuţitului-roată în planul A, deci şi în funcţie de diametrul exterior al cuţitului în această secţiune (fig 4).

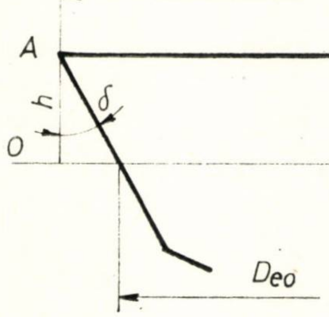


Fig. 4

$$D_{e0} = m_a \cdot (z + 2 \cdot f_s) \qquad (7)$$

unde :

m_a este modulul aparent ;
z — numărul de dinţi al cuţitului roată ;
f_s — coeficientul înălţimii capului dintelui sculei (în cele mai multe cazuri $f_s = 1.25$).

$$h = \frac{D_e - D_{e0}}{2 \cdot \mathrm{tg}\,\delta} \qquad (8)$$

Deplasarea specifică aparentă de profil în planul A este :

$$\varkappa = \frac{D_e - D_{e0}}{2 \cdot m_a} \qquad (9)$$

$$h = \varkappa \cdot m_a/\mathrm{tg}\,\delta \qquad (10)$$

Muchia aşchietoare se calculează într-un număr de puncte concrete corespunzătoare valorilor alese ale parametrului u. Pentru variaţia parametrului u se alege o valoare de pornire în aşa fel, încît să se evite punctul de întoarcere al evolventei directoare şi o valoare de salt Δu.

Saltul Δu se adaugă la vechea valoare pentru flancul 1 şi se scade în cazul calculării punctelor flancului 2.

Pentru fiecare valoare a parametrului u se obţine un punct al muchiei care este situat pe cilindrul cu raza R_x.

$$R_x = \sqrt{x_2^2 + y_2^2} \qquad (11)$$

Prin condiţia impusă la construirea programului se vor reţine numai acele puncte care satisfac condiţia :

$$R_i \leqslant R_x \leqslant R_e \qquad (12)$$

unde :

$$R_e = D_e/2 \,; \quad R_i = R_e - 2 \cdot m_a \cdot f_s \,;$$

Punctele calculate şi reţinute în memoria calculatorului se vor raporta faţă de sistemul S_s, executînd transformarea :

$$\bar{r}_s = M_{s2} \cdot \bar{r}_2 \qquad (13)$$

unde $\bar{r}_s$, $\bar{r}_2$ sînt matrice de coloană formate din coordonatele respective şi 1.

Transformarea între cele două sisteme se compune din :

1. Rotaţia executată în sensuri opuse pentru cele două flancuri, pentru ca muchiile să ocupe poziţia limitrofă a unui dinte (fig. 2b). Valoarea unghiului de rotaţie se calculează ţinînd seama de grosimea dintelui pe cercul de bază, egalînd semigrosimile pe cercul de divizare şi ajungînd la formula :

$$\eta = (-1)^j\,(\pi/2 \cdot Z + inv\,\alpha_a) \qquad (14)$$

2. Mişcarea elicoidală cu parametrul p pentru a descrie distanţa între planele A şi O. Valoarea parametrului elicoidal p :

$$p = \frac{m_a \cdot Z}{2 \cdot \mathrm{tg}\beta} \qquad (15)$$

Această mişcare se poate descompune într-o rotaţie cu unghiul θ_0 şi o translaţie de-a lungul axei oz cu valoarea h.

$$\theta_0 = \frac{2 \cdot h\,\mathrm{tg}\beta}{m_a \cdot Z} \qquad (16)$$

Unghiul cuprins în matricea M_{s2} se compune din cele două rotaţii :

$$\theta = -\theta_0 + \eta \qquad (17)$$

În cazul calculării unui cuţit—roată Sykes stînga, θ_0 se va lua cu semnul plus (+).

Transformarea (13) trebuie efectuată şi pentru cuţite-roată cu dinţi drepţi calculate după [6]. În acest caz în formula (17) se va lua $\theta_0 = 0$.

Pe figura 5 se prezintă schema logică a programului Sykes, bazată pe algoritmul descris mai sus. Pentru marcarea semnelor se introduce indicatorul de semn al flancurilor Q :

$$Q = (-1)^j \tag{18}$$

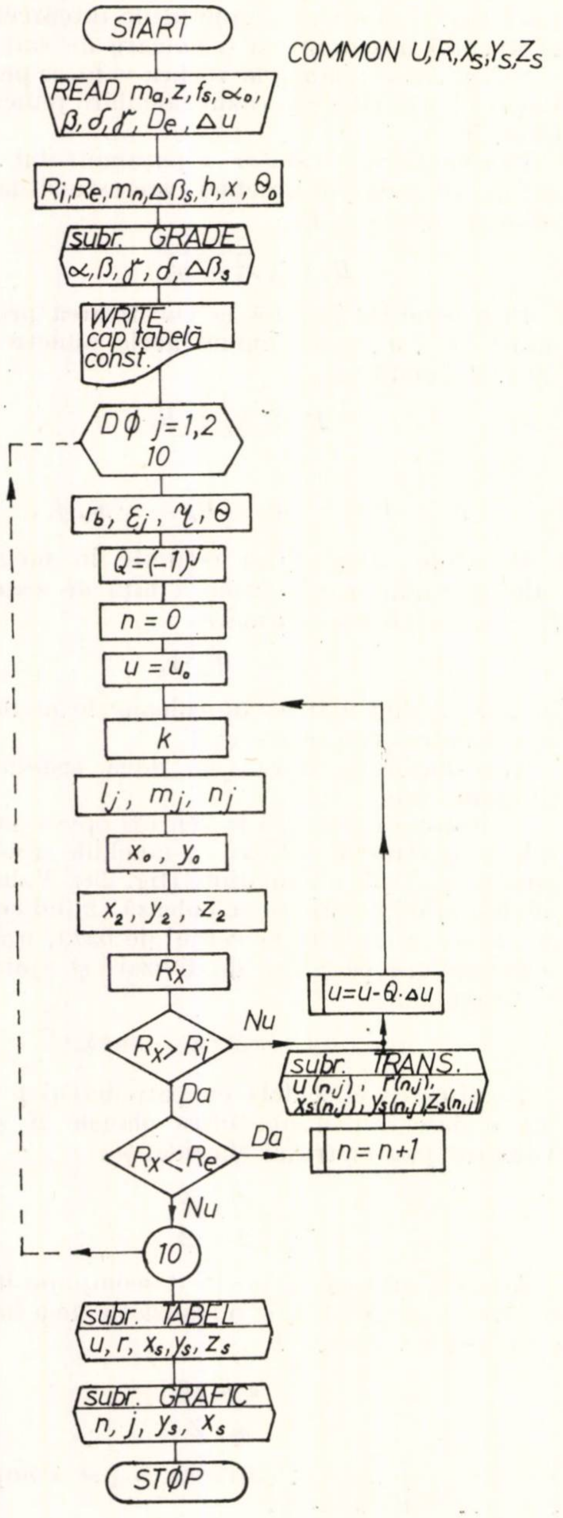

COMMON U,R,X_S,Y_S,Z_S
START
READ m_a, z, f_s, α_0, β, δ, γ, D_e, Δu
R_i, R_e, m_n, Δβ_s, h, x, θ_0
subr. GRADE
α, β, γ, δ, Δβ_s
WRITE cap tabelă const.
DØ j=1,2 10
r_b, ε_j, η, θ
Q=(-1)^j
n = 0
u = u_0
k
l_j, m_j, n_j
x_0, y_0
x_2, y_2, z_2
Rx
Rx>R_i
Nu
Da
Rx<Re
Da
Nu
u=u-Q·Δu
subr. TRANS.
u(n,j), r(n,j), Xs(n,j), Ys(n,j), Zs(n,j)
n=n+1
10
subr. TABEL
u, r, x_s, y_s, z_s
subr. GRAFIC
n, j, y_s, x_s
STØP

Fig. 5

Schema logică a programului „SYKES"

Fig. 5

Comparînd această schemă cu cea din [6], se remarcă utilizarea unei subrutine pentru editarea rezultatelor, comunicarea datelor făcîndu-se prin alocarea memoriei calculatorului cu ajutorul unei instrucţiuni **Common** general. Prin aceasta se realizează tipărirea unei tabele sintetice pentru ambele muchii, care la cuţitele Sykes nu sînt simetrice. Dacă maşina electronică de calcul dispune şi de periferice pentru desenarea graficului, se poate obţine diagrama flancurilor bazate pe punctele calculate. În cazul de faţă se utilizează o subrutină **grafic** pentru punctarea diagramei cu ajutorul imprimantei, avînd un caracter informativ. Rezultatele unui exemplu rulat pe calculatorul Felix C 256 al CTCE Cluj-Napoca sînt cuprinse în tabelul 1, muchiile calculate fiind reprezentate pe figura 6. Programul scris în limbaj FORTRAN cuprinde aproximativ o sută de instrucţiuni executabile şi şapte subrutine şi funcţii externe. Durata de rulare a calculului numeric este de douăzeci de secunde. Programul cuprinde şi formulele de calcul pentru determinarea unor mărimi caracteristice constante pentru un cuţit-roată Sykes dat, prezentate în tabelul 1. Instrucţiunile de calcul ale acestor mărimi au fost întocmite pe baza formulelor cunoscute descrise şi în lucrările de specialitate [3, 4, 5].

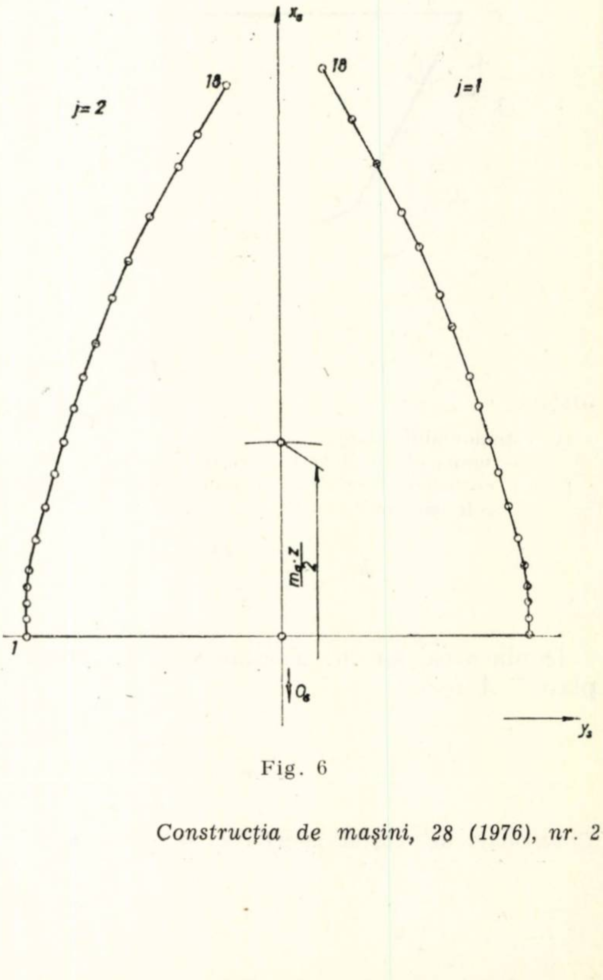


Fig. 6

Rezultatele de calcul ale coordonatelor muchiilor cuţitului Sykes

Tabelul 1

DATE INIŢIALE

MODULUL APARENT	m_a	3.000
NUMĂRUL DE DINŢI AL CUŢITULUI	z	34
UNGHIUL DE ÎNCLINARE MEDIU	β	30 6 0
UNGHIUL DE AŞEZARE EXTERIOR	δ	6 0 0
DIAMETRUL EXTERIOR	D_e	112.000
COEF. ÎNĂLŢIME DINTE (CAP—PICIOR) --	f_s	1.250
SALTUL UNGH. ÎNTRE DOUĂ PUNCTE	Δu	.025

DATE COMUNE CALCULATE

RAZA EXTERIOARĂ	Re	56.000
RAZA INTERIOARĂ	Ri	48.500
RAZA CERCULUI DE DIVIZARE	Rd	52.000
UNGHIUL DE AŞEZARE LATERAL MINIM	$\Delta\beta_1$	3 0 35
DEPLAS. SPEC. DE PROFIL	x	.417
GROSIMEA DINTELUI PE COARDĂ	Sda	5.619
ÎNĂLŢIMEA DE LA SECT. NEUTRĂ	h	11.893
ÎNĂLŢIMEA DE COARDĂ	a_n	5.077

		PROFILUL DREPT J = 1	PROFILUL STÎNG J=2
UNGHIUL DE PROFIL TEHNOLOGIC	α	20 0 0	20 0 0
RAZA CERCULUI DE BAZĂ	Rb	47.924	47.924

NR	U	RX	X	Y	Z
	RADIANI	MILIMETRII			
1	.300	48.642	48.529	−3.320	.000
2	.325	48.862	48.750	−3.294	.000
3	.350	49.109	49.001	−3.258	.000
4	.375	49.385	49.280	−3.212	.000
5	.400	49.688	49.587	−3.152	.000
6	.425	50.017	49.922	−3.078	.000
7	.450	50.373	50.284	−2.989	.000
8	.475	50.755	50.673	−2.883	.000
9	.500	51.162	51.088	−2.759	.000
10	.525	51.594	51.527	−2.616	.000
11	.550	52.049	51.992	−2.450	.000
12	.575	52.528	52.480	−2.263	.000
13	.600	53.030	52.991	−2.052	.000
14	.625	53.554	53.523	−1.816	.000
15	.650	54.099	54.077	−1.555	.000
16	.675	54.666	54.651	−1.266	.000
17	.700	55.252	55.244	− .949	.000
18	.725	55.858	55.855	− .602	.000

NR	U	RX	X	Y	Z
	RADIATII	MILIMETRII			
1	−.025	48.605	48.491	3.324	.000
2	−.050	48.819	48.707	3.300	.000
3	−.075	49.061	48.952	3.266	.000
4	−.100	49.331	49.226	3.221	.000
5	−.125	49.629	49.528	3.164	.000
6	−.150	49.954	49.858	3.093	.000
7	−.175	50.305	50.215	3.007	.000
8	−.200	50.682	50.599	2.904	.000
9	−.225	51.085	51.009	2.783	.000
10	−.250	51.512	51.444	2.643	.000
11	−.275	51.963	51.904	2.482	.000
12	−.300	52.438	52.387	2.299	.000
13	−.325	52.935	52.894	2.093	.000
14	−.350	53.455	53.423	1.862	.000
15	−.375	53.997	53.973	1.605	.000
16	−.400	54.559	54.543	1.322	.000
17	−.425	55.142	55.132	1.010	.000
18	--.450	55.744	55.740	.669	.000

Partea a II—a: Cuţite roată tip Fellows

Prin apariţia metodei de frezare prin rulare continuă (decojire, skiving) a roţilor dinţate cu dantură interioară — la care scula utilizată este constructiv apropiată de cuţitul Fellows — determinarea numerică a coordonatelor muchiei acestui tip de cuţit devine o necesitate. Astfel, programul pentru cuţite Fellows scris în limbajul FORTAN poate fi şi o bază de pornire pentru calculele numerice la metoda skiving sau la alte metode de danturare, după cum s-a arătat şi în lucrarea [6].

Muchiile aşchietoare ale cuţitului Fellows rezultă la intersecţia suprafeţelor laterale de aşezare (elicoizi evolventici riglaţi) cu suprafaţa de degajare individuală pentru fiecare dinte (plan înclinat cu unghiurile de înclinare τ, γ în două direcţii perpendiculare).

Se definesc următoarele sisteme de coordonate :

1. — Sistemul S_2, avînd axa Oz_2 identică cu axa sculei, planul $x_2O_2y_2$ cuprinzînd secţiunea neutră a cuţitului, axa O_2x_2 trecînd prin punctul B (fig. 1 din [6]).

2. — Sistemul S_a(similar cu S_s din [6]) cu originea în planul A (plan perpendicular cu axa sculei şi care intersectează muchia exterioară a cuţitului la mijlocul ei — fig. 1)

3. — Sistemul S_n care cuprinde în planul său $x_nO_ny_n$ muchia exterioară a sculei, fiind rotit faţă de S_a în jurul axei Ox cu unghiul τ (fig. 7).

La cuţitele Fellows, datorită unghiului de degajare γ care se realizează prin înclinarea planului frontal al fiecărui dinte spre interiorul sculei, are loc un fenomen de deformare al flancului ce se echilibrează prin corectarea unghiului profilului de referinţă pentru ambele flancuri. Fenomenul şi metoda de corectare sînt similare celor de la cuţitele-roată cu dinţi drepţi [5], principiul aplicat urmărind şi în acest caz ca profilul ideal evolventic şi curba tehnologică rezultată după corectarea evolventei să aibă tangentă comună în punctul de pe cilindrul de divizare. Acest lucru se realizează independent pentru cele două flancuri ale cuţitului Fellows. Formulele de calcul sînt demonstrate în literatura de specialitate [1] etc. şi sînt cuprinse în acest program.

Notaţiile utilizate :

m_a, m_n	— modulul aparent şi normal ;
α_{on}	— unghiul de profil nominal normal ;
f_s	— coeficientul capului dintelui ;
D_e	— diametrul exterior (măsurat) al cuţitului-roată ;
δ, δ_n	— unghiul de aşezare exterior axial şi normal (fig. 7) ;
γ	— unghiul de degajare ;
β_b, β, β_x	— unghiul de înclinare al dintelui pe cilindrul de bază ; de divizare ; de rază R_x ;
x, x_n	— deplasarea specifică de profil aparentă şi normală ;

j — indicatorul de flanc (1 — pentru flancul drept, 2 — pentru flancul stîng);
α_{ja}, α_{jn} — unghiul de profil tehnologic al flancului j;
ε_j — unghiul dreptei generatoare L al flancului j faţă de axa cuţitului roată;
l, t — ca indice marchează muchia (fig. 8);
$\Delta\beta_{xl}, {}_{xt}$ — unghiurile de aşezare pe cilindrul cu raza R_x (La $R_x = R_b$, ele nu coincid cu ε_j, datorită existenţei unghiului de înclinare a dintelui — fig. 8).

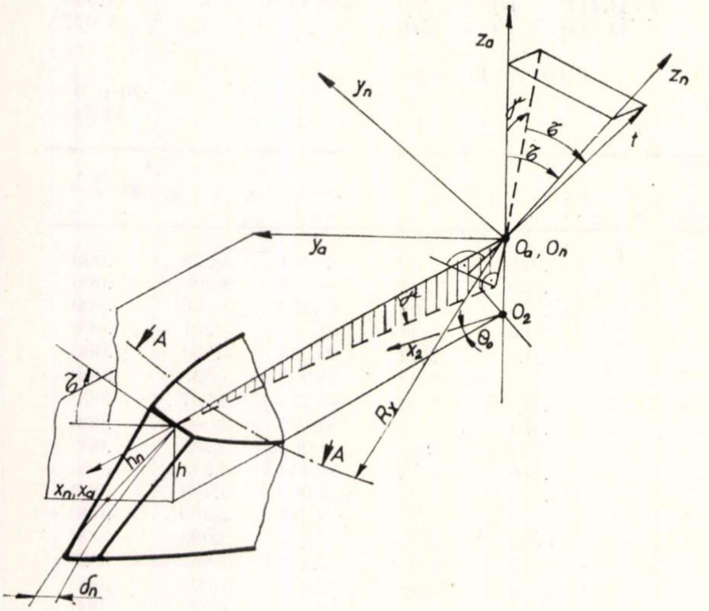

z_a
y_n
z_n
γ
ζ
ζ
t
y_a
O_a, O_n
γ
O_2
x_2
θ_0
A
ζ
R_x
h_n
h
A
x_n, x_a
δ_n

Fig. 7

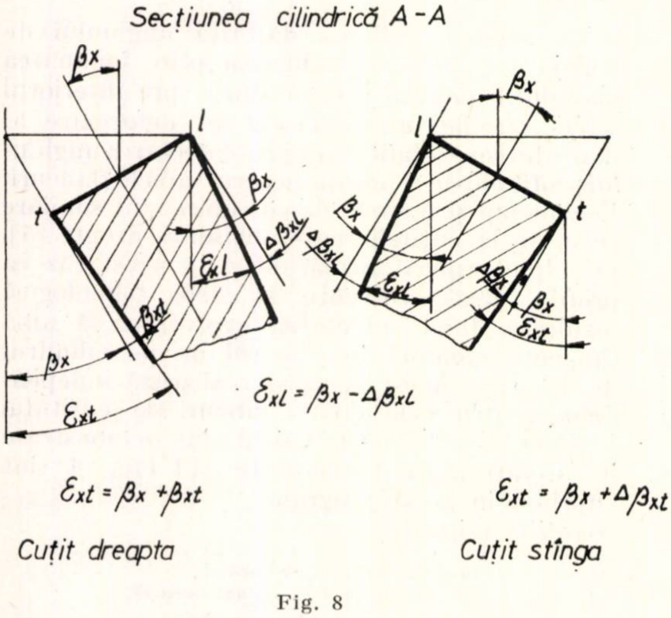

Secţiunea cilindrică A-A
β_x
l
t
β_x
ε_{xl}
$\Delta\beta_{xl}$
β_{xt}
β_x
ε_{xt}
$\varepsilon_{xl} = \beta_x - \Delta\beta_{xl}$
$\varepsilon_{xt} = \beta_x + \beta_{xt}$
Cuţit dreapta
β_x
l
β_x
$\Delta\beta_{xl}$
ε_{xl}
t
$\Delta\beta_{xt}$
β_x
ε_{xt}
$\varepsilon_{xt} = \beta_x + \Delta\beta_{xt}$
Cuţit stînga

Fig. 8

Se stabilesc relaţiile de legătură prin care cuţitul-roată Fellows poate fi studiat în planul aparent (xOy):

$$m_a = m_n/\cos\beta \tag{1}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{ja} = \operatorname{tg}\alpha_{jn}/\cos\beta \tag{2}$$

$$\operatorname{tg}\delta = \operatorname{tg}\delta_n/\cos\beta \tag{3}$$

$$\varkappa = \varkappa_n \cdot \cos\beta \tag{4}$$

$$h = h_n \cdot \cos\beta \tag{5}$$

Valoarea unghiurilor de profil tehnologice a unghiurilor de aşezare pe cilindrul primitiv şi de bază sînt deduse în literatura de specialitate [1]:

$$\operatorname{tg}\Delta\beta_d = \operatorname{tg}\alpha_{0n} \cdot \operatorname{tg}\delta_n \tag{6}$$

$$\operatorname{tg}\alpha_{ja} = \frac{(\operatorname{tg}\alpha_{0n} + \operatorname{tg}\gamma \cdot \operatorname{tg}\Delta\beta_d)\cos\Delta\beta_d}{\cos(\beta \pm \Delta\beta_d)} \tag{7}$$

(+) pentru muchia t ($j = 1$ la cuţit stîng, 2 la cuţit drept)
(—) pentru muchia 1 ($j = 1$ la cuţit drept, 2 la cuţit stîng)

Din figura (8) rezultă valoarea unghiului de înclinare a flancurilor pe un cilindru de secţionare de rază R_x:

$$\varepsilon_{xl,t} = \beta_x \pm \Delta\beta_{xl,t} \tag{8}$$

Înclinarea ε_j a dreptei de generare L se calculează din:

$$\operatorname{tg}\varepsilon_j = \operatorname{tg}(\beta \pm \Delta\beta_d)\cos\alpha_{ja}. \tag{9}$$

Semnele se vor utiliza ca şi în formula (7).

Ecuaţia evolventei directoare a flancurilor în sistemul S_2 este exprimată în [5] formula (6). Cosinusurile directoare ale dreptei L: (l, m, n), se vor lua conform formulei (3) din [6], în care valoarea pentru ε_j se calculează din (9).

Utilizînd ca parametru pe u — parametrul unghiular al evolventei (figura 7 din [6]), ecuaţiile flancurilor în sistemul S_2 se scriu sub forma:

$$\begin{aligned} x_2 &= x(u) + k \cdot l(u) \\ y_2 &= y(u) + k \cdot m(u) \\ z_2 &= k \cdot n \end{aligned} \tag{10}$$

unde k joacă rolul celui de-al doilea parametru.

Deoarece suprafeţele de degajare sînt individuale şi exprimabile mai uşor în sistemul S_a, trecerea în acest sistem se va efectua deja în această fază, utilizînd matricea de transformare M_{s2} (formula 1 din [6]) pe care aici vom nota: M_{a2}

$$\bar{r}_a(u, k) = M_{a2} \cdot \bar{r}_2(u, k) \tag{11}$$

unde $\bar{r}_a$ şi $\bar{r}_2$ sînt matricele de coloană formate din coordonate și unitatea, ecuația (11) reprezentînd flancurile în sistemul S_a.

În matricea M_{a2} unghiul de rotație θ se calculează cu formula :

$$\theta = -\theta_0 + \eta \qquad (12)$$

unde

$$\theta_0 = \frac{2\cdot\varkappa\cdot \mathrm{tg}\beta}{Z\cdot \mathrm{tg}\delta} \qquad (13)$$

$$\eta = (-1)^j \left(\frac{\pi}{2\cdot Z} + inv\,\alpha_{ja}\right)\cdot \qquad (14)$$

Pentru cuțitele-roată-stînga, θ_0 în formula (12) se va lua cu semnul plus (+). Formula (13) sub altă formă este identică cu (16) din [6], iar parametrul elicoidal și înălțimea h se determină ca și la cuțitele Sykes [6], pornind de la valoarea D_e, diametrul exterior fiind ușor de măsurat. Planul de degajare individual pentru fiecare dinte se exprimă prin ecuația normală a planului, în sistemul S_a :

$$x\cdot t_l + y\cdot t_m + z\cdot t_n - p = 0 \qquad (15)$$

unde :

t_l, t_m, t_n sînt cosinusurile directoare ale versorului normalei pe plan,

p — distanța planului de la originea sistemului de coordonate.

Din figura 7 rezultă :

$$t_l = -\sin\gamma$$

$$t_m = \pm\cos\gamma\cdot\sin\tau \text{ (+ la cuțit dreapta, — la cuțit stînga)}$$

$$t_n = \cos\gamma\cdot\cos\tau \qquad (16)$$

$$p = -R_e\cdot\sin\gamma, \qquad (R_e = D_e/2) \qquad (17)$$

unde τ este unghiul de înclinare al planului de degajare în jurul axei ox (în general la cuțite Fellows $\tau = \beta$)

Substituind ecuația parametrică (11) a flancurilor în ecuația planului (15), se poate stabili legătura între parametrii u și k sub forma $k = f(u)$:

$$k = \frac{p + h\cdot t_n - (x\cdot\cos\theta - y\cdot\sin\theta)t - (x\cdot\sin\theta + y\cdot\cos\theta)t_m}{(l\cdot\cos\theta - m\cdot\sin\theta)\,t_l + (l\cdot\sin\theta + m\cdot\cos\theta)t_m + n\cdot t_n} \qquad (18)$$

unde x, y sînt valori deja determinate din ecuația evolventei directoare, fiind funcții de variabila u, (6) din [5].

Ecuația muchiei așchietoare în sistemul S_a poate fi scrisă sub forma parametrică :

$$\begin{aligned} x_a &= x_a(u, k(u)), \\ y_a &= y_a(u, k(u)), \\ z_a &= z_a(k(u)). \end{aligned} \qquad (19)$$

Dezvoltînd ecuația (11), ecuația (19) se va utiliza în program sub forma :

$$\begin{aligned} x_a &= k(l\cdot\cos\theta - m\cdot\sin\theta) + \\ &+ x\cdot\cos\theta - y\cdot\sin\theta \\ y_a &= k(l\cdot\sin\theta + m\cdot\cos\theta) + \\ &+ x\cdot\sin\theta + y\cdot\cos\theta \\ z_a &= k\cdot n - h. \end{aligned} \qquad (19a)$$

Valoarea de pornire a parametrului u se alege în așa fel încît să se evite ramura de întoarcere a evolventei directoare. Alegerea depinde de direcția de înclinare a cuțitului, de unghiul β și de deplasarea de profil $\varkappa$. Dacă $\varkappa = 0$, atunci $u_0 = 0$. Valoarea de pornire u_0 se poate determina cu ușurință printr-o rulare test.

Saltul parametrului u : Δu se va lua cu semnul plus (+) pentru muchia dreaptă și cu semnul minus (—) cînd se va obține muchia stîngă. Curbele determinate se vor limita între diametrul interior și exterior al cuțitului-roată Fellows ca și la cuțitul Sykes [5], [6].

Prin utilizarea sistemului S_n și a transformării (20) se pot calcula coordonatele proiecției punctelor muchiilor determinate prin (19a) într-un plan perpendicular pe direcția de înclinare nominală (β) a dintelui.

$$\begin{aligned} x_n &= x_a, \\ y_n &= y_a\cdot\cos\beta \pm z_a\cdot\sin\beta, \\ z_n &= \pm y_a\cdot\sin\beta + z_a\cdot\cos\beta, \end{aligned} \qquad (20)$$

Semnele inferioare se referă la cuțitul-roată stînga.

Pe figura 9 se dă schema logică a programului întocmit pe baza algoritmului de mai sus. Programul, ca și în cazul cuțitelor Sykes [6], utilizează alocarea memoriei prin **Common** și listarea rezultatelor sub formă sintetică. De asemenea, și în cazul de față se poate utiliza imprimarea informativă a graficului punctelor

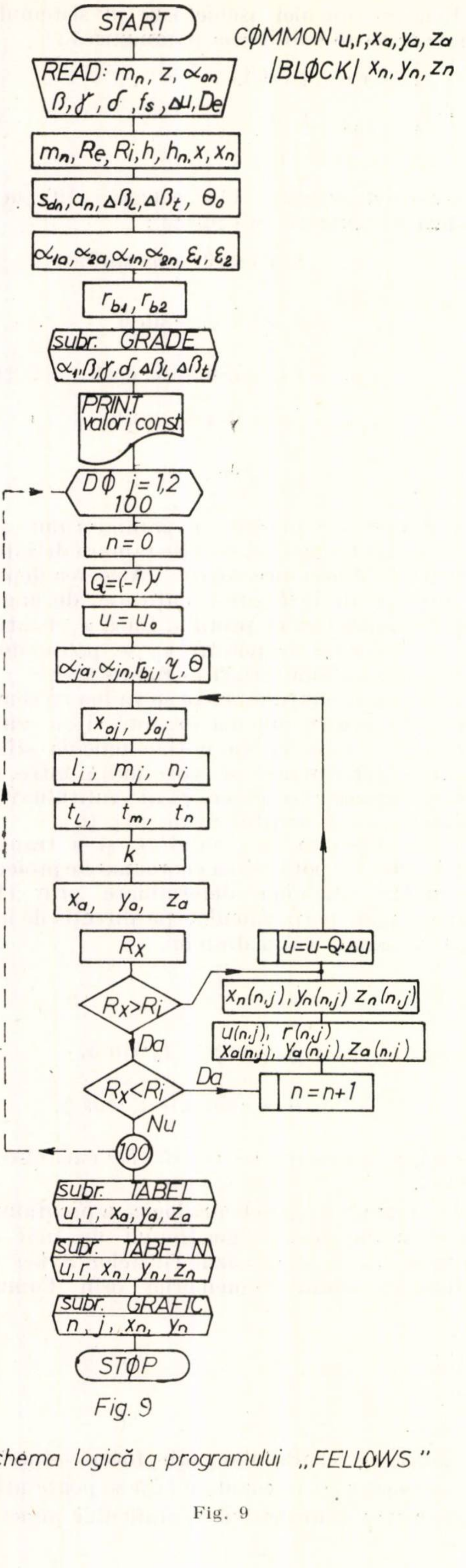

START
CØMMON u,r,xa,ya,za
/BLØCK/ xn,yn,zn
READ: mn, z, αon
β, γ, δ, fs, Δu, De
mn, Re, Ri, h, hn, x, xn
sdn, an, Δβl, Δβt, θo
α1a, α2a, α1n, α2n, ε1, ε2
rb1, rb2
subr. GRADE
α1, β, γ, δ, Δβl, Δβt
PRINT valori const
DØ j=1,2 100
n=0
Q=(-1)^j
u=uo
αja, αjn, rbj, η, θ
xoj, yoj
lj, mj, nj
tl, tm, tn
k
xa, ya, za
Rx
Rx>Ri
Da
Rx<Ri
Da
Nu
100
u=u-Q·Δu
xn(n,j), yn(n,j) zn(n,j)
u(n,j), r(n,j)
xa(n,j), ya(n,j), za(n,j)
n=n+1
subr. TABEL
u, r, xa, ya, za
subr. TABEL N
u, r, xn, yn, zn
subr. GRAFIC
n, j, xn, yn
STØP

Fig. 9

Schema logică a programului „FELLOWS"

Fig. 9

calculate cu ajutorul subrutinei **grafic**. Programul scris în limbaj de programare FORTRAN cuprinde circa 140 de instrucțiuni executabile și utilizează opt subprograme și funcții. Durata de rulare a calculelor este de 25 – 30 de secunde. (exemplul rulat pe FELIX C 256 al CTCE Cluj-Napoca)

Exemplu numeric

Date : cuțit roată stînga tip Fellows, $\alpha_{on} = 20°$ $f_s = 1.25$, $m_n = 2.5$, $Z = 30$, $D_e = 87.220$, $\gamma = 5°$, $\delta = 6°$, $\beta = 20°$, $u_0 = 0.045$, $\Delta u = 0.045$ rad.

Valori calculate : $R_e = 43.610$, $R_i = 37.36$, $m_a = 2.66044$, $\Delta\beta_{b_z} = 1°57'23''$ $h = 3.595$, $\varkappa = 0.142$ $\varkappa_n = 0.151$, $R_d = 41.485$, $\delta_n = 5°38'26''$.

Coordonatele calculate sînt cuprinse în tabelele 2 și 3, iar graficul proiecției normale pe înclinarea dintelui este prezentat pe figura 10. Prin micșorarea saltului Δu se poate mări precizia determinării. În cazul utilizării acestor programe în cadrul unor calcule numerice ale profilelor generate, ele se pot transforma cu ușurință în subprograme de **sculă**, comunicînd programului principal prin **Common** coordonatele calculate. La fel se va proceda și dacă se urmărește corectarea numerică a profilului cuțitului, utilizînd calculatoarele electronice, cînd se va obține un profil mai exact decît prin corecția clasică (7).

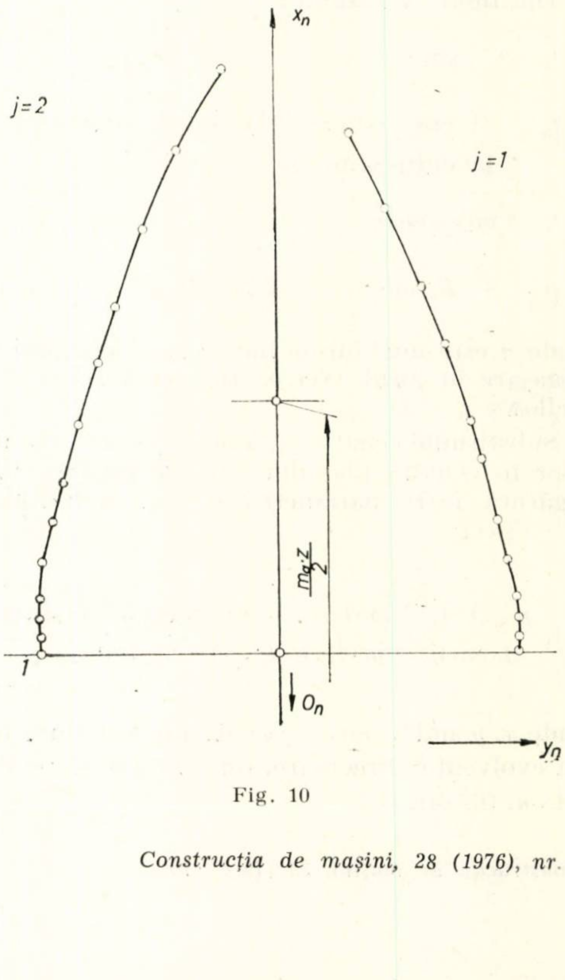


Fig. 10

Tabelul 2

Coordonatele în sistemul : OZ — axa sculei, OX — trece prin mijlocul muchiei exterioare a dintelui

ROFILUL DREPT J=1			**PROFILUL STING J = 2**
NGHIUL DE PROFIL TEHNOLOGIC	α_{ja}	21.35′46″	21°5′ 17″
AZA CERCULUI DE BAZĂ	Rb	37.105	37.234

NR	U	RX	X	Y	Z	NR	U	RX	X	Y	Z
	RADIAȚII	MILIMETRI					RADIAȚII	MILIMETRI			
1	.045	37.115	37.047	−2.244	−1.428	1	−.045	37.237	37.144	2.629	.355
2	.000	37.114	37.046	−2.244	−1.428	2	−.090	37.296	37.204	2.629	.361
3	.045	37.189	37.121	−2.247	−1.422	3	−.135	37.430	37.338	2.625	.371
4	.090	37.338	37.270	−2.248	−1.408	4	−.180	37.638	37.548	2.609	.385
5	.135	37.562	37.495	−2.240	−1.384	5	−.225	37.918	37.831	2.576	.399
6	.180	37.861	37.796	−2.217	−1.348	6	−.270	38.270	38.187	2.520	.412
7	.225	38.232	38.170	−2.174	−1.298	7	−.315	38.690	38.614	2.435	.421
8	.270	38.676	38.618	−2.105	−1.231	8	−.360	39.179	39.110	2.315	.424
9	.315	39.190	39.139	−2.003	−1.145	9	−.405	39.733	39.674	2.154	.418
10	.360	39.773	39.729	−1.862	−1.039	10	−.450	40.350	40.303	1.948	.401
11	.405	40.423	40.388	−1.677	− .910	11	−.495	41.029	40.994	1.689	.371
12	.450	41.139	41.114	−1.442	− .757	12	−.540	41.766	41.744	1.374	.326
13	.495	41.919	41.903	−1.150	− .578	13	−.585	47.561	42.549	.996	.264
14	.540	42.760	42.753	− .797	− .370	14	−.630	43.410	43.406	.550	.181

Tabelul 3

Coordonate și grafice în sistemul cu axa OZ paralelă cu inclinarea dintelui

PROFILUL DREPT J = 1			**PROFILUL STING J = 2**
UNGHIUL DE PROFIL TEHNOLOGIC	α_{jn}	20°24′15″	19°55′9″
RAZA CERCULUI DE BAZĂ	Rb	37.105	37.234

NR.	U	RX	X	Y	Z	NR	U	RX	X	Y	Z
	RADIANY	MILIMETRI					RADIANI	MILIMETRI			
1	−.045	37.115	37.047	−2.597	−.574	1	−.045	37.237	37.144	2.592	−.566
2	.000	37.114	37.046	−2.597	−.574	2	−.090	37.296	37.204	2.594	−.560
3	.045	37.189	37.121	−2.598	−.568	3	−.135	37.430	37.338	2.593	−.549
4	.090	37.338	37.270	−2.594	−.555	4	−.180	37.638	37.548	2.583	−.530
5	.135	37.562	37.495	−2.578	−.535	5	−.225	37.918	37.831	2.557	−.506
6	.180	37.861	37.790	−2.545	−.509	6	−.270	38.270	38.187	2.509	−.474
7	.225	38.232	38.170	−2.487	−.476	7	−.315	38.690	38.614	2.432	−.437
8	.270	38.676	38.618	−2.399	−.437	8	−.360	39.179	39.110	2.320	−.394
9	.315	39.190	39.139	−2.274	−.391	9	−.405	39.733	39.674	2.167	−.344
10	.360	39.773	39.729	−2.105	−.340	10	−.450	40.350	40.303	1.967	−.289
11	.405	40.423	40.388	−1.887	−.282	11	−.495	41.029	40.994	1.714	−.229
12	.450	41.139	41.114	−1.614	−.218	12	−.540	41.766	41.744	1.402	−.163
13	.495	41.919	41.903	−1.279	−.149	13	−.585	42.561	42.549	1.026	−.093
14	.540	42.760	42.753	− .875	−.075	14	−.630	43.410	43.406	.579	−.018

BIBLIOGRAFIE

Partea I:

1. *Carnahan, B.*, *Luther, H.A.*, *Wilkes, J.O.* Applied Numerical Methods Ed. John Wiley & Sons New-York 1969.
2. *Dancea, I.* Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic și de cercetare științifică. Editura ,,Dacia'' Cluj, 1973.
3. *Duca, Z.* Teoria sculelor așchietoare. Ed. tehnică București 1967.
4. *Grubin, A. N.*, *Lihțier, M.B.*, *Poloțki, M.S.* Zuboreznîi instrument. vol. I. Editura Mașghiz Moscova 1948.
5. *Maros, D.* Cinematica roților dințate. Ed. tehnică București 1958.
6. *Pálffy, C.* Aplicarea calculatoarelor electronice la calcularea coordonatelor muchiei așchietoare a cuțitelor-roată. În: ''Construcția de mașini'' nr. 7—8, București, 1974.

Partea a II-a:

1. *Grubin, A.N.*, *Lihțier, M.B.*, *Poloțki, M.S.*, Zuboreznîi instrument vol. I. Ediția Mașghiz Moscova 1948.
2. *Maros, D.* Beitrag zur Kinematik der Erzeugung von Zahnflanken nach dem Wälzschälverfahren. Rev. Industrie Anzeiger 90, 1971, pag. 2253—2258.
3. *Looman, L.* Wälzschälen von innenverzahnten Stırnrädern. Rev. VDI—Z 113 (1971) Nr. 2 pag. 113—116.
4. *Maros, D.*, *Pálffy, C.* Profilberechungen bei der Herstellung der Zahnräder nach dem Wälzschälverfahren. 3. Zahnradkonferenz GTI Budapesta 1974.
5. *Pálffy, C.* Aplicarea calculatoarelor electronice la calcularea coordonatelor muchiei așchietoare a cuțitelor-roată. Rev. ,,Construcția de Mașini'', nr. 7—8, 1974.
6. *Pálffy, C.* Calculul numeric al muchiei așchietoare a cuțitelor-roată cu dinți înclinați, cu ajutorul calculatoarelor electronice. Cuțite roată tip Sykes. În: ,,Construcția de mașini'' nr. 2, București, 1976, p. 105.

◆

C Z ; 621.91.07

Metoda grafoanalitică de eliminare a interferenței radiale la danturarea interioară

Ing. Carol **ELEKEȘ** — Întreprinderea de strunguri — Arad

În cazul generării roților dințate interioare, unde roata generatoare pătrunde în direcția radială, vîrful cuțitului-roată poate reteza vîrful danturii ce se prelucrează [2, 3, 8, 9 și 10]. Astfel, datorită interferenței radiale la danturarea interioară, numărul de dinți ai cuțitului roată este limitat superior. În figura 1 este prezentat *cazul A* de pătrundere a cuțitului-roată cu plinul dintelui spre golul dintelui roții (după direcția *y*), iar în figura 2 *cazul B* de pătrundere a cuțitului-roată cu golul dintelui spre plinul dintelui roții (după direcția *y'*).

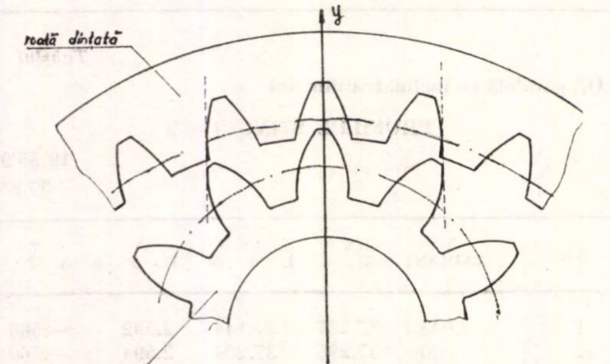


Fig. 1. Pătrunderea cuțitului-roată cu plinul dintelui spre golul dintelui roții.

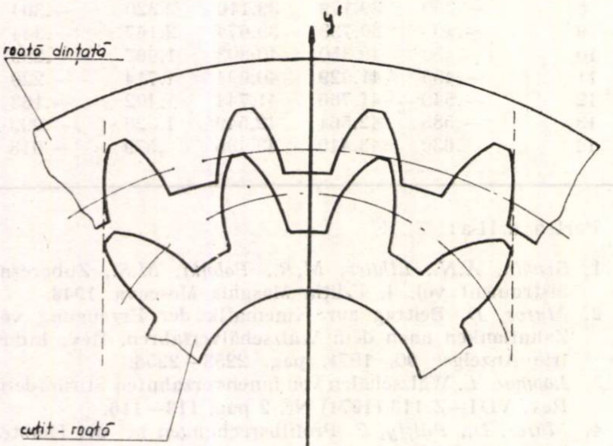


Fig. 2. Pătrunderea cuțitului roată cu golul dintelui spre plinul dintelui roții.

1. Condițiile analitice de evitare a interferenței

Cazul A. În vederea evitării interferenței radiale este necesară ca distanța de la vîrful dintelui *i* față de axa de simetrie a plinului dintelui cuțitului-roată x_{is} (fig. 3) să fie ma
mică decît distanța de la vîrful dintelui
față de axa de simetrie a golului dintelui roț
x_i (fig. 4). Condiția matematică de evitare
interferenței pentru un dinte oarecare *i*
cuplului roată-cuțit-roată este:

$$x_i \geqslant x_{is} \qquad (1$$

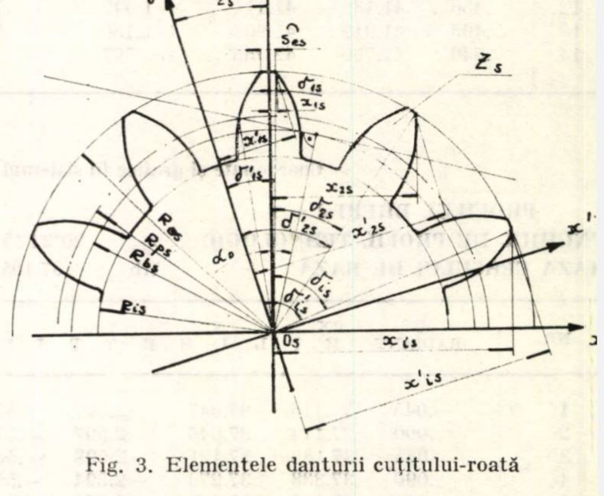


Fig. 3. Elementele danturii cuțitului-roată

În cele ce urmează se determină distanțel
x_i și x_{is}. Unghiul la centru corespunzător dintelu
i față de axa de simetrie a plinului dintelu
cuțitului-roată (fig. 3) este dat de relația

$$\delta_{is} = \delta_{1s} + \frac{2\pi}{Z_s}(i-1) \qquad (2$$

în care:

$$\delta_{1s} = \frac{\widehat{S_{es}}}{2R_{es}}. \qquad (3$$

După cum se știe grosimea dintelui scule
măsurată pe cercul exterior (R_{es}), este dată d
relația:

$$\widehat{S_{es}} = 2R_{es}\left(\frac{S_s}{2R_{ps}} + inv\ \alpha_0 - inv\ \alpha_{es}\right) \qquad (4$$

În secțiunea de referință a cuțitului-roat
$(_{max} = 0)$ unde dantura este normală (necori
jată):

$$S_s = \frac{\pi m}{2} \text{ și } R_{ps} = \frac{m \cdot Z_s}{2} \text{ expresia (4) devine}$$

$$\widehat{S_{es}} = 2R_{es}\left(\frac{\pi}{2Z_s} + inv\ \alpha_0 - inv\ \alpha_{es}\right) \qquad (5$$

în care :

$$\alpha_{es} = \text{arc cos}\frac{mZ_s \cos \alpha_0}{2\ R_{es}}. \tag{6}$$

Înlocuind în (3) valorile (5) respectiv (6) se obţine :

$$\delta_{1s} = \frac{\pi}{2Z_s} + inv\ \alpha_0 - inv\left(\text{arc cos}\ \frac{mZ_s\ \cos\ \alpha_0}{2\ R_{es}}\right). \tag{7}$$

Înlocuind valoarea astfel obţinută pentru δ_{1s} (2), se obţine :

$$\delta_{is} = \frac{\pi}{2\ Z_s}\ (4i - 3) + inv\ \alpha_0 - $$
$$- inv\left(\text{arc cos}\ \frac{mZ_s\ \cos\ \alpha_0}{2\ R_{es}}\right) \tag{8}$$

Conform figurii 3 distanţa căutată este dată de relaţia :

$$x_{is} = R_{es}\cdot \sin\ \delta_{is}. \tag{9}$$

Înlocuind valoarea unghiului δ_{is} din (8) în expresia (9) se obţine :

$$x_{is} = R_{es}\ \sin\left[\frac{\pi}{2\ Z_s}(4i - 3) + inv\ \alpha_0 - \right.$$
$$\left. - inv\left(\text{arc cos}\ \frac{mZ_s\ \cos\ \alpha_0}{2\ R_{es}}\right)\right]. \tag{10}$$

Unghiul la centru corespunzător dintelui i faţă de axa de simetrie a golului dintelui roţii (fig. 4) este dată de relaţia :

$$\delta_i = \delta_1 + \frac{2\pi}{Z}\ (i - 1) \tag{11}$$

în care :

$$\delta_1 = \frac{\widehat{S_e}}{2R_e} \tag{12}$$

După cum se ştie grosimea golului dintelui roţii măsurate pe cercul exterior (R_e) în condiţiile în care $R_e \geqslant R_b$, este dată de relaţia :

$$\widehat{S_e} = 2\ R_e\left(\frac{S}{2\ R_p} + inv\ \alpha_0 - inv\ \alpha_e\right) \tag{13}$$

În cazul unei roţi dinţate normale (necorijate) $S = \frac{\pi m}{2}$ şi $R_p = \frac{mZ}{2}$ expresia (13) devine :

$$\widehat{S_e} = 2\ R_e\left(\frac{\pi}{2Z} + inv\ \alpha_0 - inv\ \alpha_e\right) \tag{14}$$

în care,

$$\alpha_e = \text{arc cos}\ \frac{m\cdot z\cdot \cos\ \alpha_0}{2\ R_e} \tag{15}$$

Înlocuind în (12) valorile (14) respectiv (15) se obţine :

$$\delta_1 = \frac{\pi}{2Z} + inv\ \alpha_0 - inv\left(\text{arc cos}\ \frac{mZ\ \cos\ \alpha_0}{2\ R_e}\right) \tag{16}$$

Înlocuind valoarea astfel obţinută pentru δ_1 în expresia (11), se obţine :

$$\delta_i = \frac{\pi}{2Z}(4i - 3) + inv\ \alpha_0 - $$
$$- inv\left(\text{arc cos}\ \frac{mz\ \cos\ \alpha_0}{2\ R_e}\right) \tag{17}$$

Conform figurii 4, distanţa căutată este dată de relaţia :

$$x_i = R\ \sin\ \delta_i \tag{18}$$

Înlocuind valoarea unghiului δ_i din (17) în expresia (18) se obţine :

$$x_i = R_e\ \sin\left[\frac{\pi}{2Z}(4i - 1) + inv\ \alpha_0 - \right.$$
$$\left. - inv\left(\text{arc cos}\ \frac{m\cdot Z\cdot \cos\ \alpha_0}{2\ R_e}\right)\right] \tag{19}$$

Cazul B. În vederea evitării interferenţei radiale este necesar ca distanţa de la vîrful dintelui i faţă de axa de simetrie a golului dintelui cuţitului-roată x_{is} (fig. 3) să fie mai mică ca distanţa de la vîrful dintelui i faţă de axa de simetrie a plinului dintelui roţii x_i (fig. 4). Condiţia matematică de evitare a interferenţei pentru un dinte oarecare i a cuplului roată-cuţit-roată este :

$$x_i' \geqslant x_{is}' \tag{20}$$

În cele ce urmează se determină distanţele x_i' şi x_{is}'. Efectuînd o rotaţie a sistemului de coordonate xO_sy şi $x'O_sy'$ cu valoarea $\frac{\pi}{Z_s}$, unghiul la centru corespunzător dintelui i faţă de axa de simetrie a golului dintelui cuţitului-roată (fig. 3), se determină relaţia :

$$\delta_{is}' = \frac{\pi}{Z_s} + \delta_{is} \tag{21}$$

Înlocuind în expresia (21) valoare unghiului δ_{is} din (8) rezultă,

$$\delta_{is}' = \frac{\pi}{2Z_s}(4i - 1) + inv\ \alpha_0 - $$
$$- inv\left(\text{arc cos}\ \frac{\text{m}\ Z_s\ \cos\ \alpha_0}{2R_{es}}\right) \tag{22}$$

Analog cu relația (10) se obține distanța căutată;

$$x'_{is} = R_{es} \sin\left[\frac{\pi}{2Z_s}(4i-1) + inv\,\alpha_0 - \right.$$
$$\left. - inv\left(\arc\cos\frac{m\,Z_s \cos\alpha_0}{2R_{es}}\right)\right] \quad (23)$$

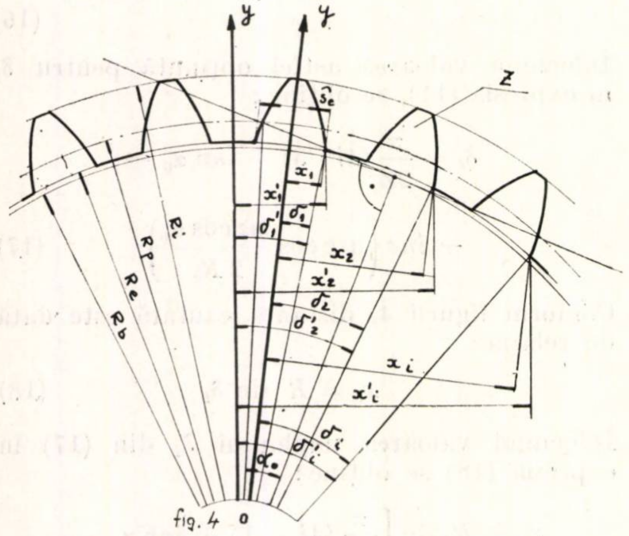


Fig. 4. Elementele danturii roții.

Efectuînd o rotație a sistemului de coordonate xoy în $x'o'y'$ cu valoarea $\frac{\pi}{Z}$, unghiul la centru corespunzător dintelui i față de axa de simetrie a plinului dintelui roții (fig. 4) se determină cu relația:

$$\delta'_i = \frac{\pi}{Z} + \delta_i \quad (24)$$

Înlocuind în expresia (24) valoarea unghiului δ_i din relația (17) rezultă:

$$\delta'_i = \frac{\pi}{2Z_s}(4i-1) + inv\,\alpha_0 -$$
$$- inv\left(\arc\cos\frac{m\,Z\cos\alpha_0}{2R_e}\right). \quad (25)$$

Analog cu relația (19) se obține distanța căutată:

$$x'_i = R_e \sin\left[\frac{\pi}{2z}(4i-1) + inv\,\alpha_0 - \right.$$
$$\left. - inv\left(\arc\cos\frac{mz\cos\alpha_0}{2R_e}\right)\right] \quad (26)$$

Verificarea la interferență radială se face asigurînd inegalitățile (1) și (20) pentru mai mulți dinți consecutivi ai cuplului $i = 1, 2, 3, \ldots$ etc., pînă cînd diferențele $x_i - x_{is}$, respectiv $x'_i - x'_{is}$, încep să crească.

Factorii care contribuie la evitarea interferenței radiale sînt:

- mărirea numărului de dinți ai roții, Z;
- mărirea diametrului exterior a roții R_e;
- micșorarea numărului de dinți ai cuțitului roată Z_s;
- micșorarea diametrului exterior a cuțitului-roată R_{es}

2. Stabilirea grafoanalitică a interferenței radiale

Se desenează la scara mărită dantura interioară a roții, conform figurii 5, după cum urmează:

— se trasează cercurile R_i, $R_p = mz$, R_e și $R_b = mz\cos\alpha_0$;

— pe circumferința cercului de bază se iau arce egale de cerc (de exemplu 8), adică $\overset{\frown}{4\cdot3} = \overset{\frown}{3\cdot2} = \ldots = \overset{\frown}{-3\cdot-4}$ în așa fel ca ele să fie asimilabile ca lungime cu lungimea corzilor aferente;

— punctele astfel obținute $4\cdot3\ldots$ se unesc pe rînd cu centrul zero al roții.

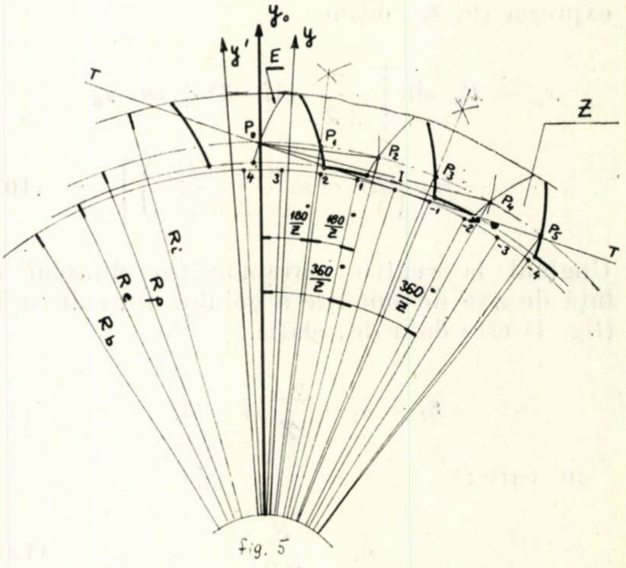


Fig. 5. Construcția grafoanalitică a danturii roții.

Pe o hîrtie de calc (fig. 6) se desenează o dreaptă orizontală $T'T'$ (rostogolitoare), unde segmentele de dreaptă sînt egale cu arcele de cerc din figura 5:

— se fixează punctul P'_0, pe dreapta $T'T'$, în așa fel ca,

$$\overline{I'P'} = \rho = \frac{mz}{2}\sin\alpha_0 \ [\text{mm}] \quad (27)$$

— suprapunînd punctul I' din figura 6 peste punctul I de pe bază din figura 5, care este C.I.R.-ul procesului de rostogolire în așa fel ca rostogolirea să fie tangentă la bază, atunci punctul P_0' va determina primul punct al evolventei danturii P_0 (aflîndu-se pe cercul primitiv);

— continuînd în mod similar rostogolirea în ambele sensuri, punctul P_0' va descrie profilul dintelui cuprins între cercurile delimitate de razele R_i şi R_e,

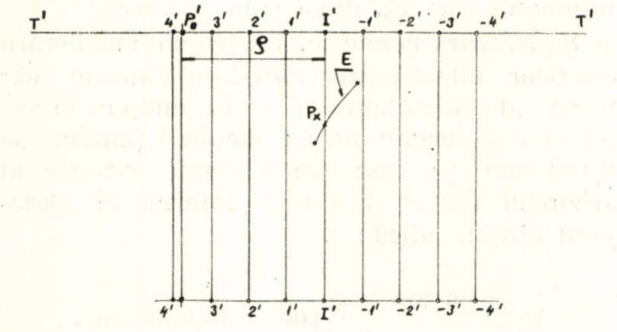


Fig. 6. Construcţia auxiliară.

— punctele P_2 şi P_4 ale profilelor omolcage se determină intersectînd cercul primitiv cu distanţele;

$$\overline{P_0P_2} = mz \sin\frac{180°}{z} \quad [\text{mm}] \qquad (28)$$

$$\overline{P_0P_4} = mz \sin\frac{360°}{z} \quad [\text{mm}] \qquad (29)$$

— în cazul danturilor normale (unde golul este egal cu plinul dintelui pe cercul primitiv) punctele flancurilor opuse P_1 şi P_3 se stabilesc grafic la mijlocul arcelor $\overset{\frown}{P_0P_2}$, respectiv $\overset{\frown}{P_2P_4}$;

— pe hîrtia de calc (fig. 6) se trasează porţiuni din evolventa E, din figura 5;

— suprapunînd pe rînd punctul P_x din figura 6 peste punctele P_2 şi P_4 din figura 5 în aşa fel ca linia $\overline{P_xI'}$ să coincidă cu $\overline{P_2O}$ respectiv cu $\overline{P_4O}$, se pot trasa flancurile corespunzătoare punctelor P_2 şi P_4.

— flancurile opuse, corespunzătoare punctelor P_1 şi P_3, se trasează în mod similar, întorcînd hîrtia de calc pe faţa cealaltă (fig. 5).

Construcţia grafo-analitică arătată mai sus se referă la o dantură interioară necorijată. În mod similar se desenează pe hîrtie la aceeaşi scară dantura cuţitului-roată în secţiunea de referinţă $\xi_{max} = 0$ (unde dantura nu este corijată), conform figurii 7.

La început numărul de dinţi a cuţitului-roată Z_s se stabileşte pe baza criteriului de evitare a interferenţei primare (interferenţa la vîrful dintelui roţii dinţate inferioare) [2, 3, 8, 9 şi 10].

Dantura cuţitului-roată astfel obţinută (fig. 7) se suprapune peste dantura roţii (fig. 5) şi ţinînd cont de cele două direcţii de pătrundere (figurile 1 şi 2) se verifică existenţa interferenţei secundare. În cazul în care există interferenţă la pătrunderea radială, se desenează din nou dantura cuţitului-roată cu număr de dinţi micşorat, pînă la eliminarea definitivă a fenomenului. Se recomandă ca numărul de dinţi ai cuţitului-roată să fie un număr prim faţă de numărul de dinţi al roţii. În scopul măririi eficienţei construcţiei este suficient să se traseze numai flancurile afectate de interferenţă radială la roată şi la cuţitul-roată (flancuri cu linii groase).

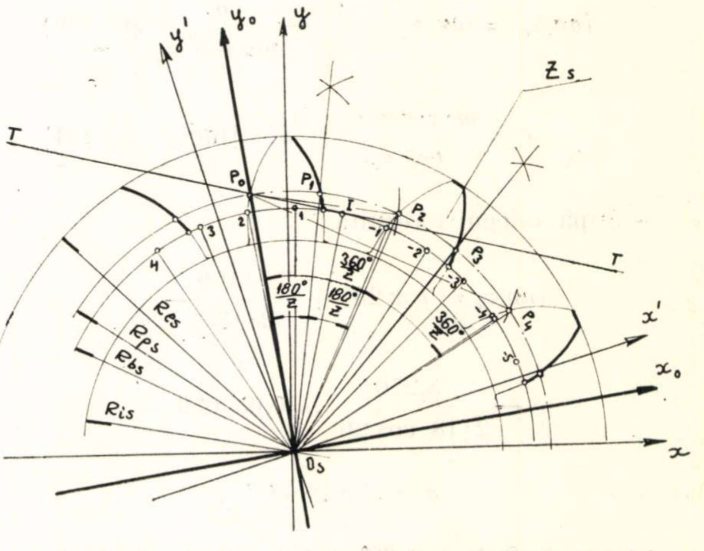


Fig. 7. Construcţia grafo-analitică a danturii cuţitului-roată.

3. Exemplu

Să se proiecteze un cuţit-roată de finisare cu coadă cilindrică, pentru mortezarea danturii interioare (fig. 8a) aparţinînd unei roţi melcate, care împreună cu dantura exterioară (fig. 8b) a unui ax dinţat formează un cuplaj de antrenare (clasa de precizie a danturilor 7, conform STAS 6273—60) în căruciorul unui strung. Parametrii comuni ai danturii interioare şi exterioare sînt:

$$m = 2;\ Z = 18;\ \alpha_0 = 20°.$$

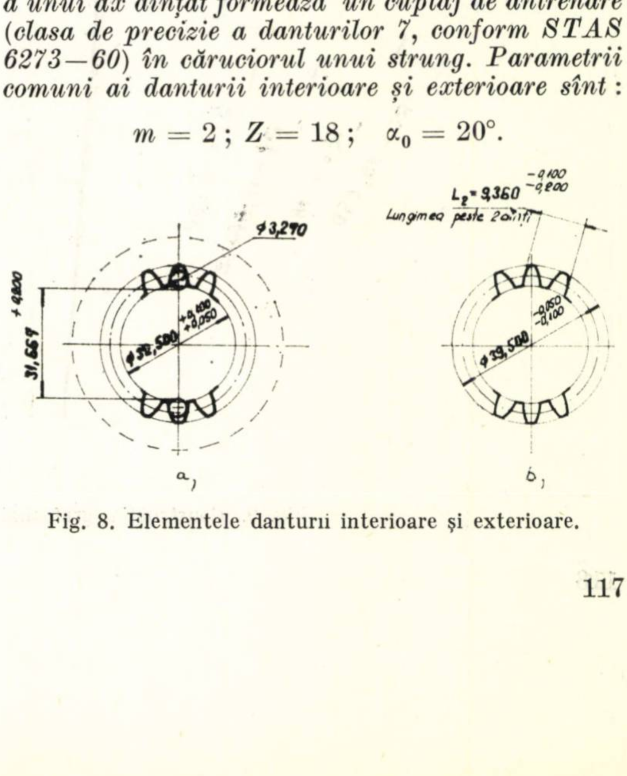


Fig. 8. Elementele danturii interioare şi exterioare.

Pentru transmiterea integrală a momentului de torsiune de la roata melcată la axul dinţat prin intermediul danturilor prezentate este necesar ca profilul evolventic (cuprins între cercul de bază şi cel exterior) al danturii interioare să nu fie retezat în urma pătrunderii în direcţia radială a cuţitului-roată.

Rezolvare

Se verifică cota nominală între role cu relaţiile cunoscute;

$$inv\ \alpha_c = inv\ \alpha_0 + \frac{\pi}{2z} - \frac{d_c}{mz\cos\alpha_0} \quad \text{şi} \qquad (30)$$

$$c = \frac{m\cdot z\cdot\cos\alpha_0}{\cos\alpha_c} - d_c \quad [\text{mm}] \qquad (31)$$

— după înlocuiri rezultă:

$$inv\ \alpha_c = inv\ 20^\circ + \frac{3{,}14159}{2\cdot18} -$$

$$- \frac{3{,}270}{2\cdot18\cdot\cos20^\circ} = 0{,}055080$$

$$\alpha = 14^\circ28'06''$$

$$c = \frac{2\cdot18\cdot\cos20^\circ}{\cos14^\circ28'06''} = 31{,}666682 \text{ mm}$$

Se verifică lungimea nominală peste n dinţi cu relaţia:

$$L_2 = m,\ L_2' = 2\cdot4{,}68024 = 9{,}36048 \text{ mm}$$

a. — Verificarea grafoanalitică a interferenţei

Se trasează la scară mărită (20 : 1) dantura interioară (fig. 9), după cum urmează:

— Se trasează cercurile. În scopul ameliorării efectelor interferenţei radiale diametrul exterior al cuţitului-roată se va micşora în aşa fel încît să asigure un joc nominal (minim) de 0,100 mm pe raza între cercul exterior al arborelui dinţat şi cercul interior al alezajului dinţat, adică:

$$R_i = \frac{39{,}500}{2} + 0{,}100 = 19{,}850 \text{ mm}\cdot$$

— Pe circumferinţa cercului de bază se iau arce egale de cerc în dreapta şi în stînga punctului I de mărime 1,5 mm $\overset{\frown}{4\cdot3.} = \overset{\frown}{3\cdot2.} = \ldots = = \overset{\frown}{-3\cdot-4}$ (cu deschizătura compasului de 30 mm).

— Punctele astfel obţinute se unesc pe rînd cu centrul O,

— Pe o hîrtie de calc (fig. 10) se trasează o dreaptă orizontală $T'T'$, unde segmentele de dreaptă sînt egale cu arcele de cerc din figura 9.

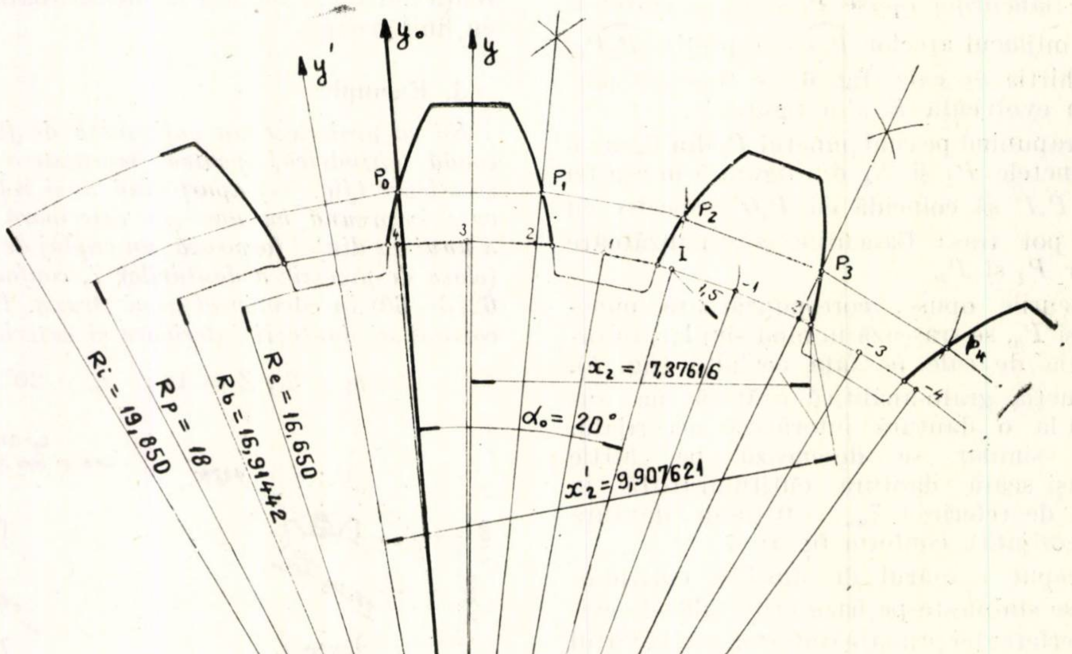


Fig. 9. Construcţia grafoanalitică a danturii interioare a roţii.

— Se fixează punctul P_0 pe dreapta $T'T'$ la distanța

$$\rho = I'P'_0 = \frac{mz}{2} \sin \alpha_0 = \frac{2 \cdot 18}{2} \sin 20° =$$

$$= 6{,}15636 \text{ mm}$$

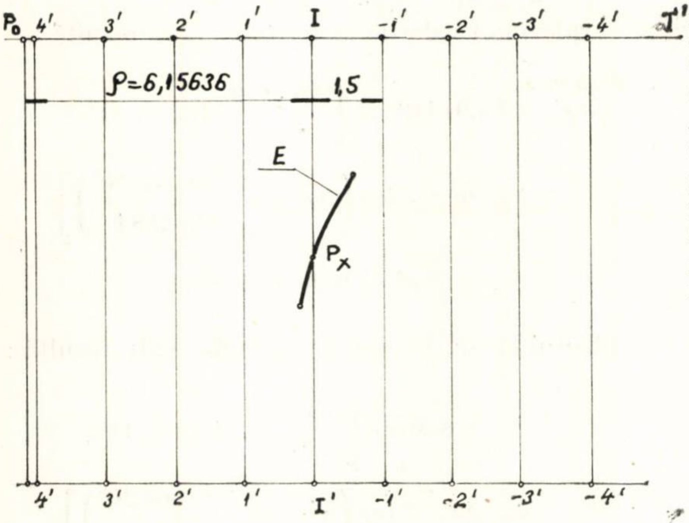


Fig. 10. Construcția auxiliară pentru dantura roții.

— Suprapunînd punctul I' din figura 10 peste punctul I de pe bara din figura 9, în așa fel ca dreapta $\overline{I'I'}$ să se suprapună peste dreapta $\overline{IO}$, atunci P'_0 va determina primul punct al evolventei danturii P_0 (aflîndu-se pe cercul primitiv). Continuînd în mod similar rostogolirea în ambele sensuri, punctul P'_0 va descrie profilul dintelui cuprins între cercurile delimitate de razele R_i și R_b (în cazul exemplului, $R_b > R_e$)

— Punctele P_2 și P_4 ale profilelor omoloage se determină intersectînd cercul primitiv cu distanțele :

$$\overline{P_0P_2} = mz \sin \frac{180°}{z} = 2 \cdot 18 \cdot \sin \frac{180°}{18} =$$

$$= 6{,}15140 \text{ mm}$$

$$\overline{P_0P_4} = mz \sin \frac{360°}{z} = 2 \cdot 18 \cdot \sin \frac{360°}{18} =$$

$$= 12{,}31272 \text{ mm.}$$

Fiind vorba de o dantură normală zero (plinul este egal cu golul pe diametrul primitiv), punctele flancurilor antiomoloage P_1 și P_3 se stabilesc grafic la mijlocul arcelor $\widehat{P_0P_2}$ și $\widehat{P_2P_4}$.

— Pe hîrtia de calc (fig. 10) se trasează porțiunea de evolventă E din figura 9.

— Suprapunînd pe rînd punctul P_x din figura 10 peste punctele P_2 și P_4 din figura 9 în așa fel ca linia $\overline{P_xI'}$ să coincidă cu $\overline{P_2O}$ respectiv $\overline{P_40}$, se pot trasa flancurile corespunzătoare punctelor P_2 și P_4.

— Flancurile opuse, corespunzătoare punctelor P_1 și P_3, se trasează în mod similar întorcînd hîrtia de calc pe fața cealaltă (fig. 10). Numărul minim de dinți (pentru cuțitul-roată) care poate fi rectificat pe mașinile de rectificat dantură cu abraziv-melc [13, 14] este $Z_s = 8$. Astfel, la început se adoptă ca număr de dinți ai cuțitului-roată $Z_s = 8$, pentru care pe cale grafoanalitică și analitică se verifică interfența radială. În mod similar se desenează la scara 20 : 1, pe o hîrtie de calc, dantura cuțitului-roată în secțiune de referință, unde dantura nu este corijată (fig. 11).

— Se trasează cercurile (secțiunea de referință)

$$R_{ps} = \frac{m \cdot z_s}{2} = \frac{2 \cdot 8}{2} = 8 \text{ mm};$$

$$R_{es} = R_{ps} + h_1 = 8 + 1{,}850 = 9{,}850 \text{ mm}$$

$$(h_1 = R_i - R_p = 19{,}850 - 18)$$

$$R_{bs} = \frac{m \cdot z_s}{2} \cdot \cos \alpha_0 = \frac{2 \cdot 8}{2} \cdot \cos 20° =$$

$$= \frac{15{,}03504}{2} = 7{,}51752 \text{ mm}$$

$$R_{is} = R_{ps} - h_2 = 8 - 2{,}25 = 5{,}75 \text{ mm}$$

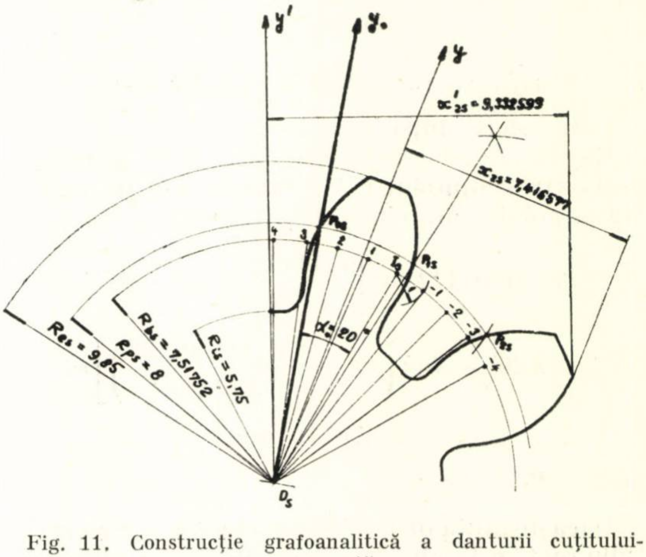


Fig. 11. Construcție grafoanalitică a danturii cuțitului-roată.

Trasarea danturii este analoagă cu cazul precedent, folosindu-se de construcția auxiliară din figura 12 și de distanțele:

$$\overline{P_{0s}P_{2s}} = mz_s \frac{180°}{z_s} = 2 \cdot 8 \sin 22°30' =$$

$$= 6{,}12288 \text{ mm}$$

şi

$$\rho_s = \overline{I'_s P'_{0s}} = \frac{m \cdot z_s}{2} \sin \alpha_0 = \frac{2 \cdot 8}{2} \cdot \sin 20^\circ =$$

$$= 2{,}73616 \text{ mm}.$$

Dantura cuţitului-roată astfel obţinută (fig. 11) se suprapune peste dantura roţii (fig. 9), şi ţinînd seama de cele două direcţii de pătrundere (y şi y') se verifică existenţa interferenţei secundare. Citind la scara 20 : 1 mărimea retezării rezultă :

- după direcţia y — mărimea retezării = 0,05 mm (peste cercul de bază);
- după direcţia y' — nu există retezare.

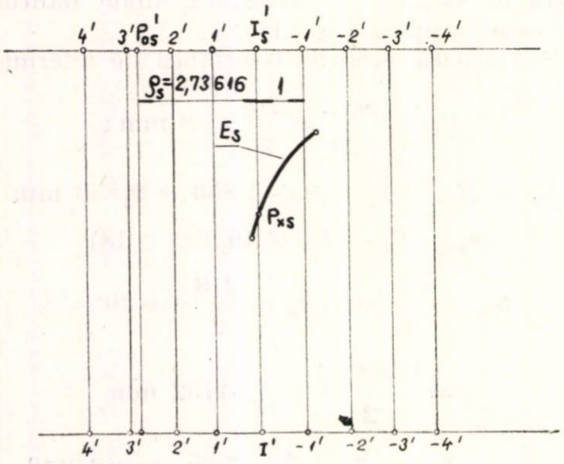


Fig. 12. Construcţie auxiliară pentru dantura cuţitului roată.

b. — *Verificarea analitică a interferenţei*

Pătrundere după direcţia y.

Efectuînd înlocuirile în relaţia (19), distanţa de la vîrful dintelui $i = 2$ faţă de axa de simetrie a golului dintelui roţii, rezultă :

$$x_2 = 16{,}91442 \sin \left[\frac{3{,}14159}{2 \cdot 18} (4 \cdot 2 - 3) + \right.$$

$$\left. + \, inv\, 20^\circ - inv \left(\arccos \frac{2 \cdot 18 \cdot \cos 20^\circ}{33{,}82884} \right) \right] =$$

$$= 7{,}376716 \text{ mm}$$

unde : $R_e = R_b$.

Dacă distanţa de la vîrful dintelui $i = 2$ a cuţitului roată este pînă la axa de simetrie a plinului dintelui în secţiunea de referinţă conform relaţiei (10), se obţine :

$$x_{2s} = 9{,}830 \sin \left[\frac{3{,}14159}{2 \cdot 8} (4 \cdot 2 - 3) + inv\, 20^\circ - \right.$$

$$\left. - \, inv \left(\arccos \frac{2 \cdot 8 \cdot \cos 20^\circ}{19{,}7} \right) \right] = 7{,}416577 \text{ mm}$$

Mărimea interferenţei rezultă din diferenţa :

$$x_{2s} - x_2 = 7{,}416577 - 7{,}376716 = 0{,}040 \text{ mm}.$$

Se observă că rezultatele obţinute prin cele două metode sînt foarte apropiate, iar mărimea retezării se poate considera admisibilă.

Pătrunderea după direcţia y'.

Înlocuind valorile în formula (26) rezultă :

$$x'_2 = 16{,}91442 \sin \left[\frac{3{,}14159}{2 \cdot 18} (4 \cdot 2 - 1) + \right.$$

$$\left. + \, inv\, 20^\circ - inv \left(\arccos \frac{2 \cdot 18 \cdot \cos 20^\circ}{33{,}82884} \right) \right]$$

$$x'_2 = 9{,}907621 \text{ mm}.$$

Efectuînd înlocuirile în fomula (23) rezultă :

$$x'_{2s} = 9{,}850 \sin \left[\frac{3{,}14159}{2 \cdot 8} (4 \cdot 2 - 1) + \right.$$

$$\left. + \, inv\, 20^\circ - inv \left(\arccos \frac{2 \cdot 8 \cdot \cos 20^\circ}{19{,}7} \right) \right]$$

$$x'_{2s} = 9{,}332599 \text{ mm}.$$

Se observă că după direcţia y nu există interferenţă radială.

c. — *Proiectarea cuţitului-roată*

Parametrii geometrici ai cuţitului-roată (fig. 13) se determină după cum urmează :

— Distanţa dintre secţiunea de referinţă I — I şi cea frontală II — II $a = 1$ mm (conform STAS 6655—67, prin interpolare)

— Factorul de deplasare maxim,

$$\xi_{max} = \frac{a \operatorname{tg} \alpha'}{m} = \frac{1 \cdot \operatorname{tg} 6^\circ}{2} = 0{,}05255 \text{ mm}$$

— Diametrul de divizare în secţiunea frontală,

$$D_{df} = D_p + 2\, m \xi_{max} = 16 + 2 \cdot 2 \cdot 0{,}05255 =$$

$$= 16{,}21020 \text{ mm}$$

— Diametrul exterior în secţiunea frontală

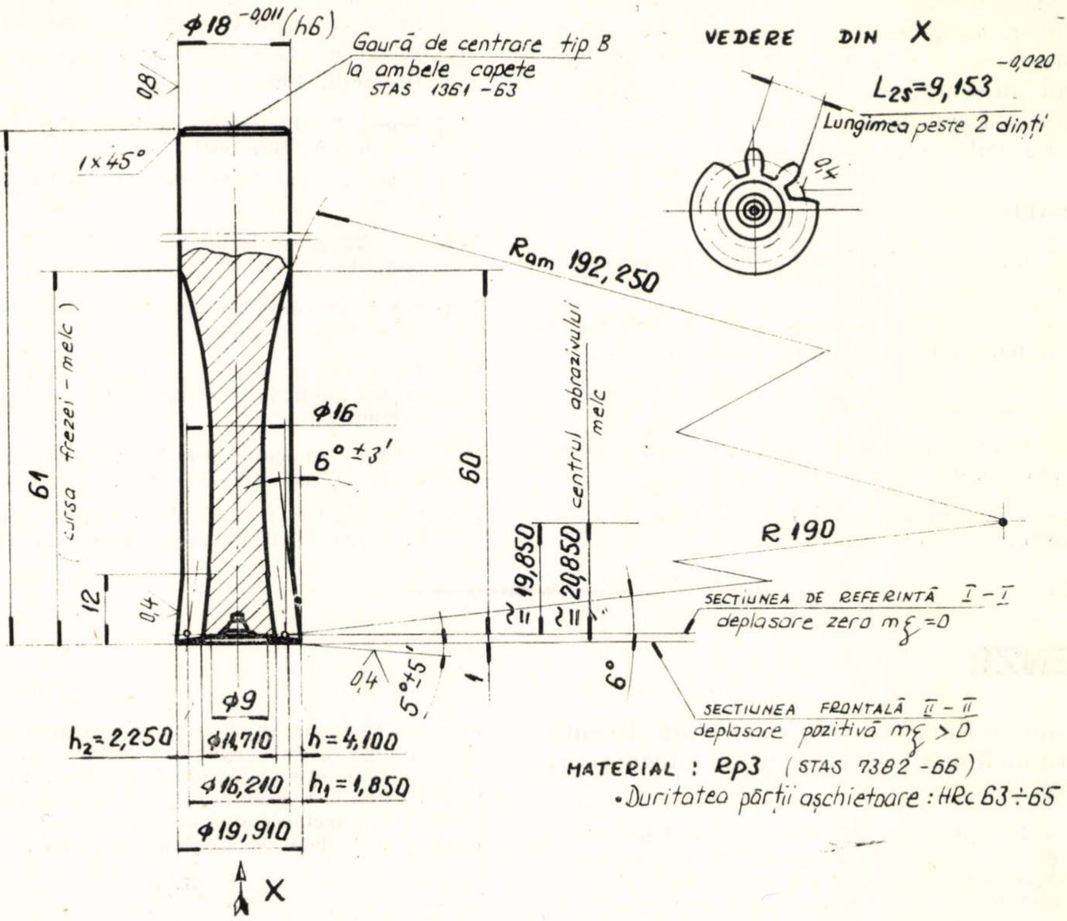
$$D_{ef} = D_{af} + 2 h_1 = 16{,}21020 + 2 \cdot 1{,}850 =$$

$$= 19{,}91020 \text{ mm}$$

— Diametrul interior în secţiunea frontală,

$$D_{if} = D_{df} - 2\, h_2 = 16{,}21020 - 2 \cdot 2{,}25 =$$

$$= 11{,}71020 \text{ mm}$$



Φ18 -0,011 (h6)
Gaură de centrare tip B
la ambele capete
STAS 1361 -63
0,8
1×45°
95
61
(cursa frezei - melc)
12
0,4
Φ16
6° ±3'
60
centrul abrazivului melc
≈ 19,850
≈ 20,850
1
6°
0,4
5° ±5'
Φ9
h₂=2,250
Φ11,710
h=4,100
Φ16,210
h₁=1,850
Φ19,910
X
Ram 192,250
R 190
VEDERE DIN X
L2s=9,153 -0,020
Lungimea peste 2 dinți
0,4
SECTIUNEA DE REFERINTĂ I - I
deplasare zero mξ=0
SECTIUNEA FRONTALĂ II - II
deplasare pozitivă mξ > 0
MATERIAL : Rp3 (STAS 7382 -66)
• Duritatea părții așchietoare : HRc 63÷65

Fig. 13. Desenul de execuţie a cuţitului-roată.

— Unghiul de angrenare al cuţitului-roată datorită influenţei unghiului de degajare şi aşezare se calculează cu relaţia :

$$\alpha_s = \operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} \alpha_0}{1 - \operatorname{tg} \gamma \cdot \operatorname{tg} \alpha'} =$$

$$= \operatorname{arc\,tg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{1 - \operatorname{tg} 5^\circ \operatorname{tg} 6^\circ} = \operatorname{arc\,tg} 0{,}367345$$

$$\alpha_s = 20^\circ 10' 14''$$

unde :

$\alpha = 20^\circ 10' 14''$;
$\alpha' = 6^\circ$ unghiul de aşezare ;
$\gamma = 5^\circ$ unghiul de degajare.

— Diametrul de bază al cuţitului-roată necesar pentru rectificare,

$$D_{bc} = mz \cos \alpha_s = 2 \cdot 8 \cos 20^\circ 10' 14'' =$$

$$= 15{,}01872 \text{ mm}$$

— Lungimea peste doi dinţi în secţiunea frontală

$$L_2 = L_2' + 2\, m \cdot \zeta_{max} \sin \alpha = 2 \cdot 4{,}54024 +$$

$$+ 2 \cdot 2 \cdot 0{,}05255 \cdot \sin 20^\circ 10' 14'' = 9{,}15296$$

În scopul asigurării unghiului de aşezare $\alpha' = 6^\circ$ al cuţitului-roată în secţiunea de referinţă la rectificarea danturii, poziţia centrului abrazivului-melc [23 ; 14] faţă de această secţiune se determină cu relaţia : $Z_0 = R \sin \alpha' = 190 \cdot \sin 6^\circ = 19{,}86070$ mm, unde pentru raza abrazivului-melc s-a adaptat o valoare medie ($R = 190$mm). Poziţia centrului abrazivului-melc faţă de suprafaţa frontală a cuţitului-roată se calculează cu relaţia :

$$Z_f = Z_0 + a = 19{,}86070 + 1 = 20{,}86070 \text{ mm}$$

Cursa frezei-melc de degroşare se determină pe cale grafică (fig. 13) cunoscînd raza exterioară a abrazivului-melc : $R_{am} = R + h_2 = 190 + 2{,}25 = 192{,}25$ mm poziţia centrului şi diametrul cozii cuţitului roată $Ø18_{-0.011}$ ($h6$). Condiţiile tehnice de execuţie şi de recepţie vor fi corespunzătoare clasei de precizie a cuţituluiroată A conform STAS 6655—67 pentru mortezarea roţilor dinţate în clasa a şaptea de precizie.

4. Concluzii

Construind la scară mărită (de exemplu 20 : 1) profilele roţii şi ale cuţitului-roată, se poate elimina rapid, precis şi sigur retezarea vîrfului danturii ce se prelucrează. În cazul unei danturi interioare date, eliminarea efectelor interferenţei radiale se face în primul rînd prin micşorarea numărului de dinţi a cuţitului-roată sau dacă este posibil prin micşorarea diametrului exterior al acestuia.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.*, Angrenaje. Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[2] *Enache, Şt.*, Proiectarea şi tehnologia sculelor aşchietoare, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti.

[3] *Lăzărescu, I.D.* Calculul şi construcţia sculelor aşchietoare, Editura tehnică, Bucureşti, 1961.

[4] *Maros, D.* Cinematica roţilor dinţate. Editura tehnică, Bucureşti, 1958.

[5] *Rohonyi, V*, Fogaskerékhajtások. Editura tehnică, Bucureşti.

[6] *Ruzicka, C.*, Controlul roţilor dinţate (traducere din limba cehă). Editura tehnică, Bucureşti, 1959.

[7] *Sauer, L.*, Scule pentru danturare. Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[8] *Sauer, L.*, Proiectarea sculelor. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1967.

[9] *Sauer, L.*, ş.a. Angrenaje. Editura tehnică, Bucureşti, 1970.

[10] *Sasi Nagy, István* Fogazószerszámok tervezése, Budapest, 1961.

[11] * * * Schneidräder zum Wälzstossen von Zahrädern Della Ferrera, Italia.

[12] * * * STAS 6655—67, Cuţite-roată de mortezat pentru finisare. STAS 6273—60, Angrenaje cilindrice, toleranţe.

[13] * * * Cartea maşinii de rectificat dantură REISHAUER' model O.Z.A., Zürich, Elveţia.

[14] * * * Cartea maşinii de rectificat dantură, model F.K. 320—5, firma Csepel-Budapesta (R.P. Ungară).

◆

RECENZII

„Dimensionarea angrenajelor cu dantură dreaptă şi dantură înclinată" *vol. I—II, Ed. Academiei, Budapesta,*

prezintă calculul rapid al angrenajelor cilindrice după metoda iniţială „unitară maghiară", brevetată de Întreprinderea GANZ-MAVAG din Budapesta, sub denumirea „Dantura GANZ—BOTKA". Această lucrare vastă (2 volume, 670 pagini) conţine — în afară de 72 de pagini de introducere teoretică cu explicaţii privind aplicarea tabelelor şi problema de calcul — **numai tabele cu cifre calculate pe calculator.** Botka Imre şi Erney György sînt experţi de renume internaţional, iar contribuţiile lor merită să fie cunoscute, mai ales că aceste 670 de pagini constituie un ajutor preţios pentru inginerii proiectanţi de maşini sau chiar dacă proiectanţii nu sînt de meserie şi nu ştiu să se orienteze în literatura vastă de specialitate. În tabele proiectantul găseşte răspuns în toate cazurile practice, întrucît ele cuprind datele de calcul geometric şi de rezistenţă pentru angrenaje, între următoarele limite :

— suma numerelor de dinţi $\Sigma x = z_1 + z_2 = 18 \ldots 500$,
— raportul de transmitere $u = z_2/z_1 = 1 \ldots 20$;
— $z_{1min} = 7$;
— unghiul de angrenare $\alpha_g = 18°, 19°, 20°, 21°, 22°, 23°, 24°, 25°, 26°, 27°, 28°, 29°, 30°$;
— unghiul de înclinare a dinţilor $\beta = 10°, 20°$, şi $30°$.

Seriile sumei numerelor de dinţi şi ale rapoartelor de transmitere sînt foarte dese. Simbolurile sînt cele acceptate de ISO. Datele danturii Botka-Erney se bazează pe principiul nivelării termice. În cazul angrenajelor cilindrice cu dantura dreaptă (fig. 1) se folosesc amîndouă alternativele de rezolvare şi anume dantura *AE*, la care în punctele limită de angrenare *A* şi *E* se realizează nivelarea triplă, adică nivelarea vîrfului de temperatură instantanee a lui BLOK, a alunecării specifice şi a produsului lui ALMEN ($\tau_H \times V_a$ = tensiunea lui HERTZ înmulţită cu viteza de alunecare a profilelor) şi dantura cu nivelare termică *AD* şi *BD* la care vîrful de temperatură instantanee a lui BLOK este nivelat în punctele *A* şi *D*, respectiv *B* şi *D*. Se recomandă aplicarea danturilor cu nivelare termică (*AD* şi *BD*) numai în cazurile de pericol de gripare, adică la angrenaje rapide. La angrenaje cu viteză periferică mică şi sarcina mare, unde există pericol de uzură, se recomandă dantura cu nivelare *AE*.

În cazul danturilor înclinate (fig. 2) vîrfurile de temperatură instantanee ale lui BLOK rezultă la unghiurile de înclinare de 20° şi mai mult în punctele extreme de angrenare *A* şi *E* (fig. 3). Sub unghiul de înclinare de 20°, în cazuri rare, se poate întîmpla ca vîrful de temperatură instantanee a lui BLOK, în segmentul de ieşire din angrenare, să se găsească între punctele *C* şi *E*, într-un punct *P* (fig. 4), rezultînd dantura *AP*, dată de asemenea în tabele.

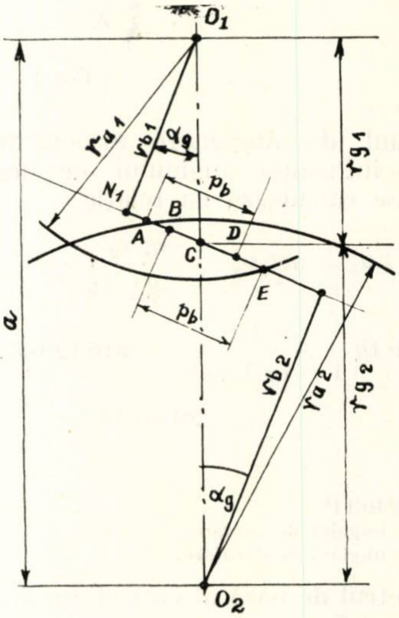


Fig. 1

Există trei feluri de tabele : tabele principale, tabele auxiliare şi tabele conţinînd coeficienţii de formă ai dintelui. La danturile drepte şi înclinate fiecare tabel principal conţine coeficientul ψ (notat PSLI) şi deplasarea specifică a profilului pinionului x_1 (notat XI). În partea inferioară a tabelelor sînt trecute înălţimea comună a dinţilor h_k (notată *HK*), înălţimea dintelui h (notată *H*) (ambele referindu-se la modulul unitar) şi suma deplasărilor specifice a profilului $x_1 + x_2$ (notat $X_1 + X_2$). Prin ψ s-a notat aportul $\psi = ha_2/h_k$, conform figurii 5. Fiecare tabel de coeficienţi de formă ai dinților atît la dantura dreaptă cît și la cea înclinată conține patru coeficienți de formă și anume Y_{FN1}, Y_{FN2} (notate *YFN1, YFN2, YF1, YF2*), din care primii doi cu indice N înseamnă coeficienții de formă ai dintelui calculați pe baza forței periferice de pe cercul de rulare, ca solicitare compusă, iar ultimii doi reprezintă aceiași coeficienți, calculați însă pe baza forței periferice de pe cercul de divizare, ca solicitare simplă, conform recomandărilor ISO. Tabelele auxiliare la dantura dreaptă cuprind gradul de acoperire a profilului ε_α (notat *EPS*), coeficientul C_B (notat *CB*) și grosimea vîrfului dintelui pinionului, calculată pentru modulul unitar s_{an1}(notat *SAN1*) Coeficientul C_B este dat de : $C_B = k_B/k_C$, unde k înseamnă presiunea lui Stribeck, în punctele B și C ale liniei de angrenare. Coeficientul C_B este necesar pentru calculul tensiunii lui HERTZ între flancuri. La danturile înclinate tabelele auxiliare cuprind gradul de acoperire al profilului ε_α (notat *EPS*), grosimea vîrfului dintelui pinionului în secțiunea normală s_{an1} (notst *SAN1*) și trei coeficienți pentru calculul tensiunii lui HERTZ între flancuri și anume Y_C, C_A și C_M (notați *YC, CA* și *CM*). Acești coeficienți au următoarele definiții : $C_A = k_A/k_C$; $C_M = k_M/k_C$, adică rapoartele între presiunile lui Stribeck, luate la punctele A și C, respectiv M și C, iar $Y_C = w_{nC}/w_{nm}$, reprezentînd raportul presiunii dintelui pe unitatea de lățime în polul de angrenare și presiunea medie a dintelui pe unitatea de lățime pentru cazul cînd gradul de acoperire axial este număr întreg C_A, servește la calculul tensiunii lui HERTZ în punctul A, iar C_M în punctul mijlociu al liniei de angrenare (fig. 2).

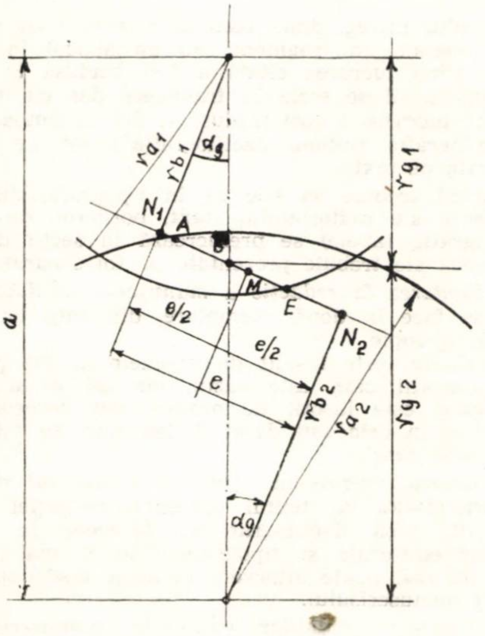


Fig. 2

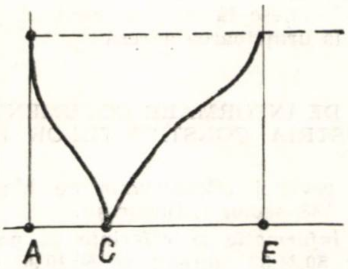


Fig. 3

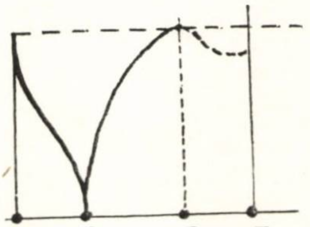


Fig. 4

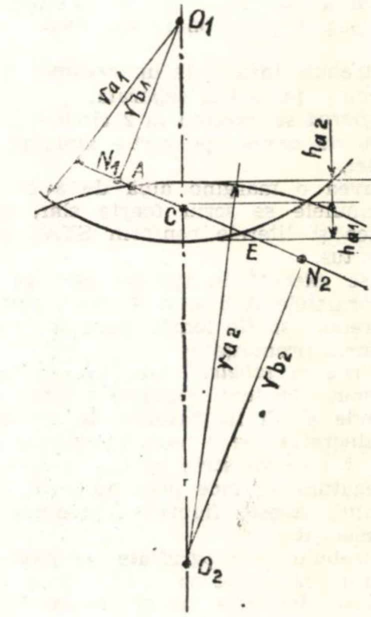


Fig. 5

Toate aceste cifre sînt trecute în tabelele discutate în funcție de unghiul de angrenare α_g (notat *ALFAG*) și de raportul de angrenare u. Fiecare pagină cuprinde datele unei alte sume de dinți : $\Sigma_z = z_1 + z_2$. Domeniul de dantură aplicabil : α_g (notat *ALFAG*) este limitat de interferență, de scăderea gradului de acoperire de profil sub 1, de subtăiere și de scăderea pînă la ascuțire a grosimii vîrfului dintelui pinionului. Aceste cazuri neaplicabile sînt notate în tabele cu INT (interferența); EPS (scăderea gradului de acoperire); U (subtăierea) și SAI (scăderea grosimii vîrfului dintelui pinionului).

În sfîrșit, trebuie menționat faptul că angrenajele cu aceste danturi nivelate se produc în întreprinderea GANZ—MAVAG din Budapesta de 20 de ani, cu cele mai bune rezultate.

Ing. Vilhelm **ROHONYI**

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI“

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 de semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In“, numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini“, la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

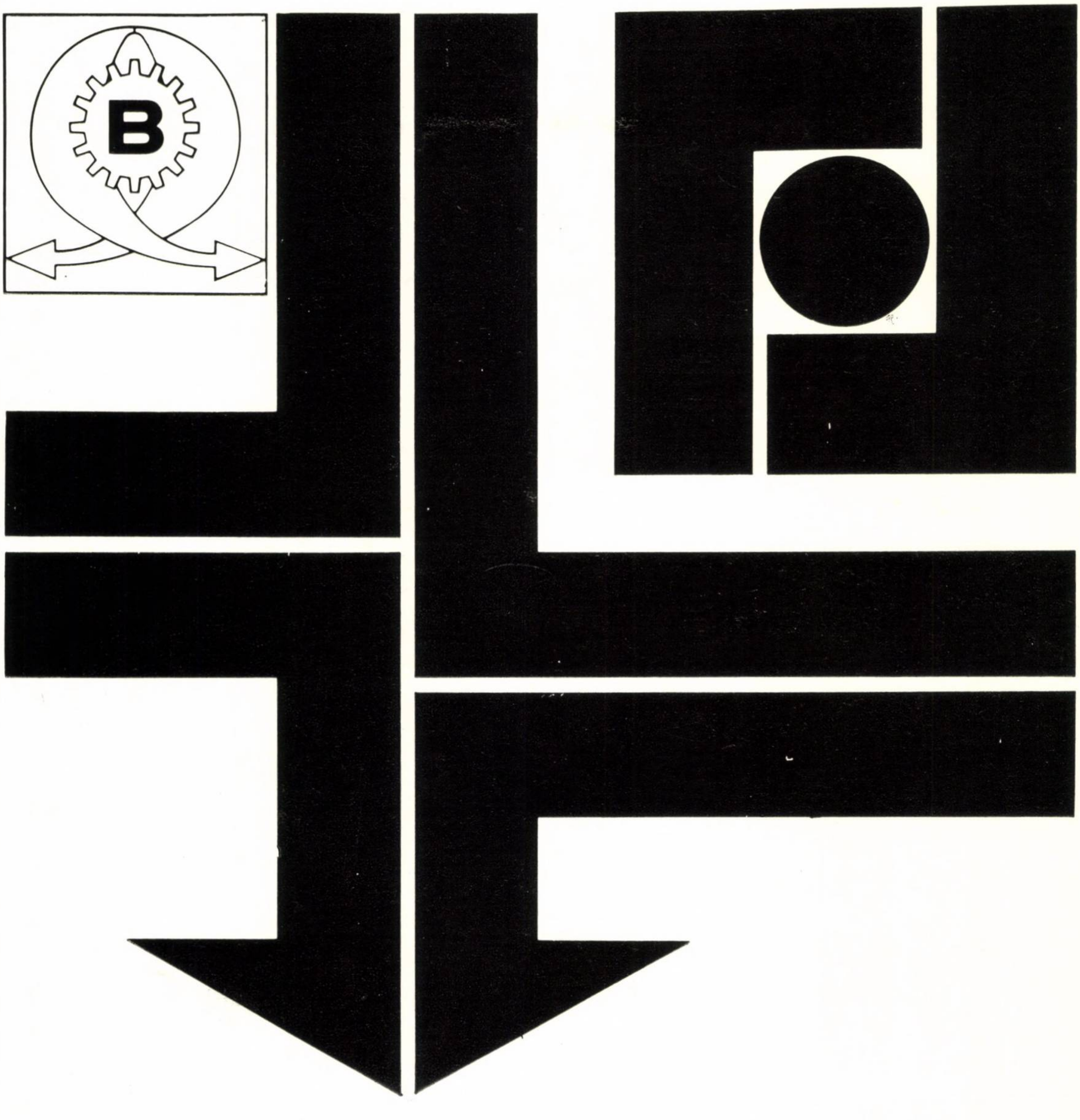
Redacţiei revistei „Construcţia de Maşini“, Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

Continuînd seria succeselor, a 18-a ediţie a

TÎRGULUI INTERNAŢIONAL DE CONSTRUCŢII DE MAŞINÍ
BRNO — CEHOSLOVACIA

15 — 23 septembrie 1976



confirmă încă o dată prestigiul şi eficienţa acestui eveniment.

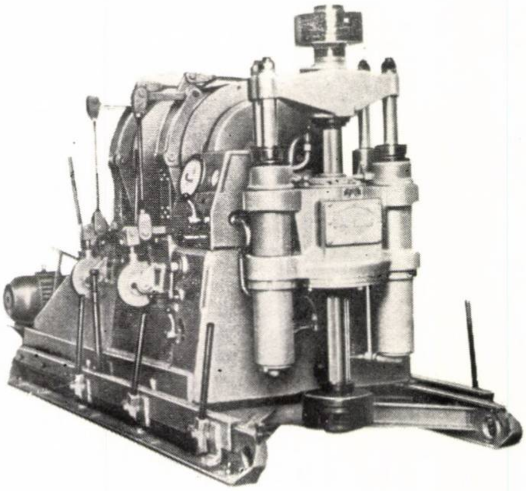
Buletinele de înscriere a expozanţilor se primesc pînă la data de 31 martie 1976.

Pentru detalii, adresaţi-vă la :
B V V - Tîrguri şi expoziţii internaţionale
BRNO, Výstaviště 1, 602 00 Brno, Cehoslovacia.

- Telefon: 314; Telex: 062294, 062295
- Telegrame: FAIRBRNO BRNO

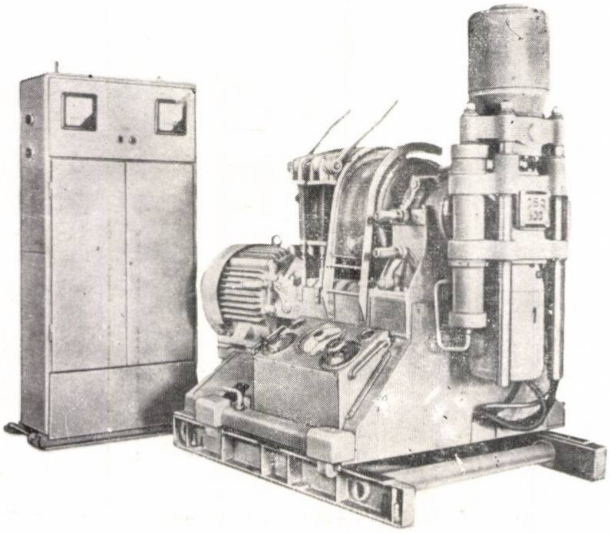
PUBLICOM

Maşinele de forat
cu coroane din aliaj dur şi diamant
de fabricaţie sovietică



vă ajută
să săpaţi puţuri pînă la
următoarele adîncimi

● de 100 m	BSK-2M-100
● de 500 m	SBA-500
● de 800 m	ZIF-650 M
● de 2000 m	ZIF-1200 MR



Pentru obţinerea
unor informaţii
mai amănunţite
scrieţi-ne
la următoarea adresă:

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 ✉ SSSR MOSKVA 117330 ↯ MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT ↯ 7207

Publicom

MACHINOEXPORT

BULGARIE

Ferăstrău mecanic ON - 163 - 01

Exportator :

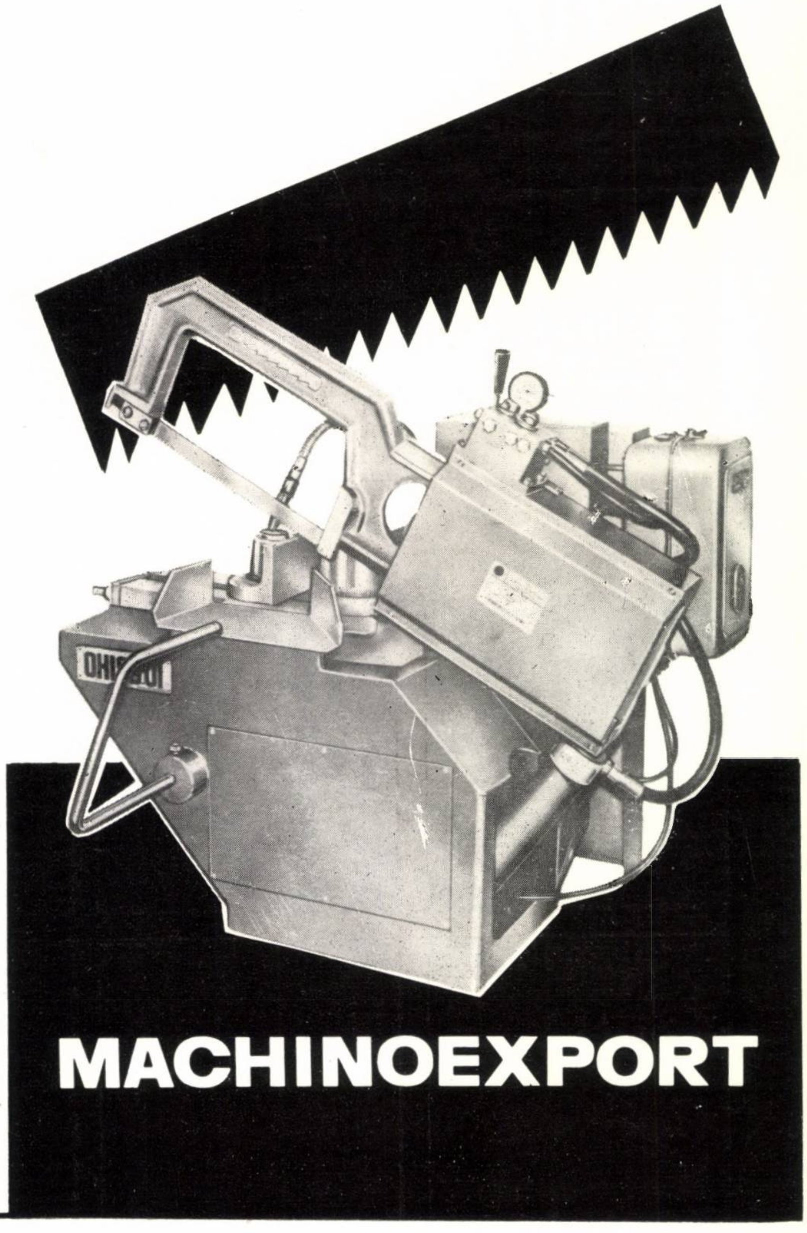
MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

Ferăstrăul mecanic ON — 163 — 01 se foloseşte la tăierea profilurilor rotunde, drepte şi corniere în metale feroase şi neferoase, în cele mai obişnuite dimensiuni. Poate executa tăieturi oblice pînă la 45°. Transmisia complet mecanizată îndeplineşte toate mişcările de lucru şi avans.

ON—163—01 este o maşină ieftină şi de greutate redusă şi se poate folosi oriunde este nevoie de operaţii de tăiere, deoarece se manevrează foarte uşor. Se recomandă în special pentru utilizarea în întreprinderi mici, ateliere etc.

Caracteristici tehnice :

1. Secţiunea maximă de tăiere :	
— rotundă	Ø 170 mm
— pătrată	150×150 mm
2. Secţiunea maximă de tăiere sub 45°	Ø 110 mm
3. Lungimea ferăstrăului	350 mm
4. Cursa pînzei	100 mm
5. Numărul de curse duble ale pînzei	160 curse duble/min
6. Puterea motorului electric principal	0,75 KW
7. Greutatea totală	300 kg



PUBLICOM

Hüller

De la planificare pînă la piesa finită

Hüller găsește soluția pentru orice problemă privind finisarea. Utilizați vasta noastră experiență și cunoștințele noastre multiple în construcția mașinilor-unelte.

Pentru serii mari :

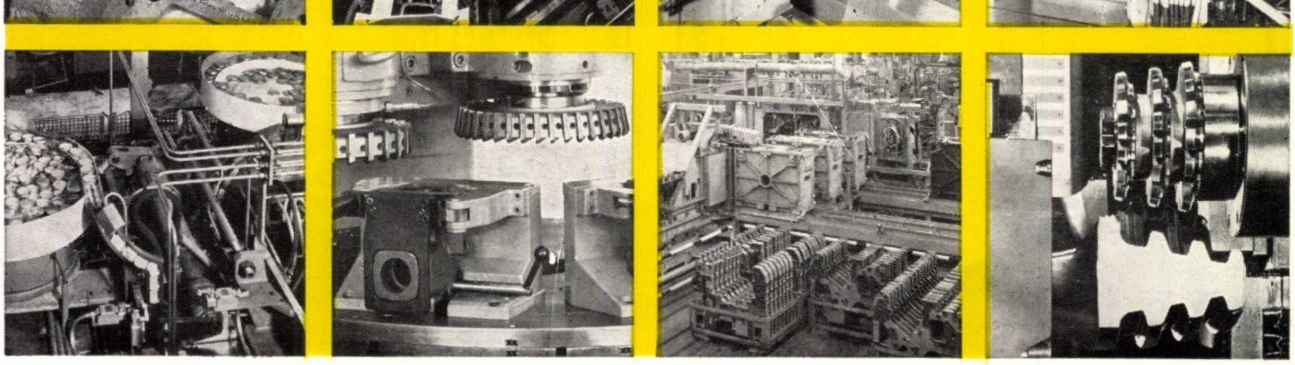
căi de transfer,
mașini speciale,
mașini pentru montaje,
căi de montaj
asamblate din unități de construcție normate.

Pentru serii mici și mijlocii :

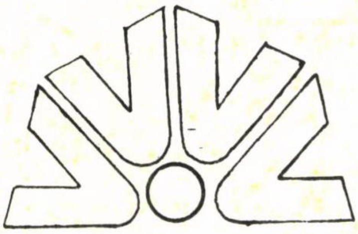
centre de prelucrare comandate numeric,
mașini standard.

Karl Hüller GmbH Fabrică de mașini-unelte
D-7140 Ludwigsburg NRF
Căsuța poștală 540
R.F.G.

Biroul technic de legătură
Firma COMEX, București, Str. Brezoianu 38, tel. : 13 78 56



CONSTRUCTIA
DE MASINI



ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

E 3279

REFERALVA

R

CONSTRUCȚIA
DE MAȘINI

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 3 • MARTIE 1976

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice
pentru industria construcţiilor de maşini

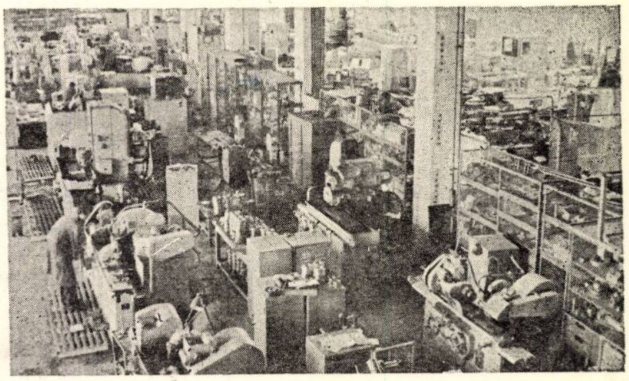
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

ICPTCM

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

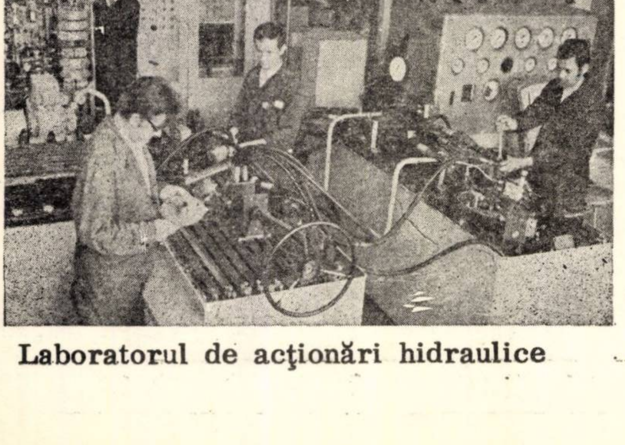
Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- **Prelucrări** mecanice prin aşchiere
- **Prelucrări** prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, **electrochimie**, **laser**, fascicul de electroni etc.)
- **Stanţare** şi deformări plastice la rece
- **Acoperiri** galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- **Acţionări** hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- **Organe** de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- **Organizarea** proceselor de fabricaţie în **atelierele** de prelucrări şi montaj
- **Codificarea** informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- **Balanţarea** capacităţilor de producţie
- **Planificare**, programare, urmărire a **producţiei**
- **Tehnologii** tipizate şi normative de timp

Laboratorul de organe de maşini



Laboratorul de acţionări hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 3, MARTIE 1976

CUPRINS

PROBLEME ACTUALE ÎN MECANICA FINĂ

1. Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină

Demian, Tr., Tudor, D.: **Asupra deplasării angrenajelor în mecanica fină** 125
Krause, W., Rösner, H.: **Utilizarea mecanismelor cu curele dinţate.** 128
Spineanu, U., Spineanu Gabriela: **Valoarea informaţională a mecanismelor mecanice de măsurare comparatoare.** 132
Ionescu-Muscel Silvia: **Aspecte ale proiectării regulatoarelor de viteză cu oscilaţie proprie, libere.** 136
Popescu, I: **Metodă analitică de analiză cinematică a mecanismelor plane.** 141

2. Metode şi aparate de măsură şi control

Andersen, B. W., Banu, V.: **Metode pentru determinarea rapidă a debitului masic de aer, prin rezistenţe pneumatice.** 147
Popescu, O.: **Metodă de măsurare, prin comparare a calelor plan-paralele.** 151
Udrea, C., Doboş. F.I., Rădulescu Doiniţa: **Automat pentru sortat bile din plastic.** 155
Demian, Tr., Micu, C., Banu, V., Cucu, Fl.: **Asupra fiabilităţii indicatoarelor „Rockwell"** 159

3. Tehnologii moderne în mecanica fină

Calea, Gh., Amza, Gh., Matache, V., Mircescu, I.: **Executarea cuţitelor-roată cu dantură înclinată la Întreprinderea de mecanică fină din Bucureşti.** 163
Antonescu Simona, Ferrario Gabriela: **Realizarea scărilor utilizate în sistemul de citire incremental prin fotogravare** 167

MATERIALE DOCUMENTARE

* * * **Prelucrarea automată a datelor. Algebra Boole şi circuitele logice (VII).** 169
Nistor Erica **Roboţii industriali.** 174
TÎRGURI ŞI EXPOZIŢII 179

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor: Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu

SUMAR

CZ: 621.831:681.01

Demian, Tr., Tudor, D.: **Asupra deplasării angrenajelor în mecanica fină.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 125

CZ: 621–231

Krause, W., Rösner, H.: **Utilizarea mecanismelor cu curele dințate.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 128

CZ ; 621–231

Spineanu, U., Spineanu Gabriela: **Valoarea informațională a mecanismelor mecanice de măsurare comparatoare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 132

CZ: 621–55

Ionescu-Muscel Silvia: **Aspecte ale proiectării regulatoarelor de viteză cu oscilație proprie, libere.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 136

CZ: 621–231

Popescu, I.: **Metodă analitică de analiză cinematică a mecanismelor plane.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 141

CZ ; 621.316.8

Andersen, B. W., Banu, V.: **Metodă pentru determinarea rapidă a debitului masic de aer, prin rezistențe pneumatice.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 147

CZ: 621.753.3

Popescu, O.: **Metodă de măsurare, prin comparare a calelor plan-paralele.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 151

CZ: 621–52

Udrea, C., Doboș, F. I., Rădulescu Doinița: **Automat pentru sortat bile din plastic.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 155

CZ: 621.001.4.004.1

Demian, Tr., Micu, C., Banu, V., Cucu, Fl.: **Asupra fiabilității indicatoarelor „Rockwell".**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 159

CZ: 621.915

Calea, Gh., Amza, Gh., Matache, V., Mircescu, I.: **Executarea cuțitelor-roată cu dantură înclinată la Întreprinderea de mecanică fină din București.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 163

CZ: 681.31

Antonescu Simona, Ferrario Gabriela: **Realizarea scărilor utilizate în sistemul de citire incremental, prin fotogravare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 167

CZ: 512:681.31

* * * **Prelucrarea automată a datelor. Algebra Boole și circuitele logice (VII).**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 169

CZ: 621–52

Nistor Erica: **Roboții industriali.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 3, p. 174

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30.; sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi: lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: lei 70 anual. Costul unui exemplar: lei 8.
Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 24–25, c. 577

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976 *conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC: 621.831:681.01

Demian, Tr., Tudor, D.: **About gearings-displacement in fine mechanics.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 125

DC: 621–231

Krause, W., Rösner, H.: **Use of mechanisms with indented belts.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 128

DC: 621–231

Spineanu, U., Spineanu Gabriela: **Information value of mechanical comparing gauges.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 132

DC: 621–55

Ionescu-Muscel Silvia: **Design aspects on free natural oscillation speed controllers.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 136

DC: 621–231

Popescu, I.: **Analytical method for the kinematic analysis of flat mechanisms.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 141

DC: 621.316.8

Andersen, B. W., Banu, V.: **Method for rapid determination of air weight rate through compressed air resistances.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 147

DC: 621.753.3

Popescu, O.: **Gauging method by comparing the size blocks.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 151

DC ; 621–52

Udrea, C., Doboş, Fi., Rădulescu Doiniţa: **Sorting automaton for plastics balls.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 155

DC: 621–52

Demian, Tr., Micu, C., Banu, V., Cucu, Fl.: **On the reliability of the „Rockwell" indicators.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 159

DC: 621–915

Calea, Gh., Amza, Gh., Matache V., Mircescu, I.: **Execution of screw-wheel cutters type at the Bucharest Enterprise for fine mechanics.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 163

DC: 681.31

Antonescu Simona, Ferrario Gabriela: **Scaling used in the incremental reading system through phatoengravrin.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 167

DC: 512:681.31

** * **: **Automated data processing. Boole's algebra and logical circuits (VII).**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 169

DC: 621.52

Nistor Erica: **Industrial robots.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, p. 174

Atention !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Servicil export-import presă, Calea Griviţei nr. 64—66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucharest.

SOMAIRE

CD: 621.831:681.01

Demian, Tr., Tudor, D.: **Du déplacement des engrenages dans le domaine de la mécanique fine.**

Construcţia de maşim, 28 (1976), no. 3, p. 125

CD: 621–231

Krause, W., Rösner, H.: **Utilisation des mécanismes aux courroies crantées.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 128

CD: 621–231

Spineanu, U., Spineanu Gabriela: **Valeur d'information du mécanisme mécanique de mesure comparative.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 132

CD: 621–55

Ionescu-Muscel Silvia: **Quelques aspects de l'élaboration de projets des régulateurs de vitesse à oscillation propre, libres.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 136

CD: 621–231

Popescu, I.: **Méthode analytique d'analyse cinématique des mécanismes plans.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 141

CD: 621.316.8

Andersen, B. W., Banu, V.: **Méthode de détermination rapide du débit-masse d'air, à travers les résistances pneumatiques.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 147

CD: 621.753.3

Popescu, O.: **Méthode de mesure, au moyen de la comparaison des jauges-étalon.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 151

CD: 621–52

Udrea, C., Doboş, F, I., Rădulescu Doiniţa: **Automate pour le triage des billes de plastique.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 155

CD: 621.001.4.004.1

Demian, Tr., Micu, C., Banu, V., Cucu, Fl.: **De la fiabilité des indicateurs „Rockwell".**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 159

CD: 621.915

Calea, Gh., Amza, Gh., Matache, V., Mircescu, I.: **Exécution des outils circulaires à la denture oblique à l'Usine de mécanique fine de Bucarest.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 163

CD: 681.31

Antonescu Simona, Ferrario Gabriela: **Réalisation des échelles circulaires, utilisées dans le système de lecture par increments, par photogravure.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 167

CD: 512:681.31

** * **: **Dépouillement automatique des données (VII). L'algèbre Boole et les circuits logiques.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 169

CD: 621–52

Nistor Erica: **Les robots industriels.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 3, p. 174

Atention !

Les lectures étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă. Calea Grviţei nr. 64 — 66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucureşti.

INHALTSVERZEICHNIS

DK: 621.831:681.01
Demian, Tr., Tudor, D.: **Über Getriebeverschiebung in der Feinmechanik.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 125

DK: 621–231
Krause, W., Rösner, H.: **Einsatz von Zahnriemenwerke.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 128

DK: 621–231
Spineanu, U., Spineanu Gabriela: **Der Informationswert von mechanischen Vergleichsmesswerken.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 132

DK: 621–55
Ionescu-Muscel Silvia: **Entwurfsaspekten der Geschwindigkeitsregler mit freier Eigenschwingung.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 136

DK: 621–231
Popescu, I.: **Analytische Methode für kinematische Flachwerkanalyse.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 141

DK: 621.316.8
Andersen, B. W., Banu, V.: **Schnellbestimmungsmethode für den Luftmassendurchtsaz durch Luftdruckwiderstände.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 147

DK: 621.753.3
Popescu, O.: **Messmethode durch Endmassvergleich.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 151

DK: 621–52
Udrea, C., Doboş, Fl., Rădulescu Doiniţa: **Sortierungsautomat für Plastkugel.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 155

DK: 621.001.4.004.1
Demian, Tr., Micu, C., Banu, V., Cucu, Fl.: **Über die Zuverlässigkeit der „Rockwell" Anzeiger.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 159

DK: 621.915
Calea, Gh., Amza, Gh., Matache, V., Mircescu, I.: **Ausführung der schrägverzahnten Radmesser in der bukarester Unternehmen für Feinmechanik.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S 163

DK: 681.31
Antonescu Simona, Ferrario Gabriela: **Gewinnung der in dem Inkrementlesesystem verwendeten Skala durch Fotogravierung.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 167

DK: 512 ;681.31
* * *: **Automatische Datenverarbeitung. Boole's Algebra und logische Schaltungen (VII).**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, S. 169

DK: 621–52
Nistor Erica: **Industrieroboter.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 3, p.S. 174

Achtung!

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM – Serviciul export-import presă, Calea Griviţei Nr. 64–66, Postschliessfach 2001, Fernschreiben 011226, 7000 Bukarest – abonnieren lassen

СОДЕРЖАНИЕ

Д.К: 621.831:681.01
Демиян, Тр., Тудор, Д.: **О передвижение зубчатых механизмов в тонкую механику.**
Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 3, стр. 125

Д.К: 621-231
Краузе, В, Рознэр, Х.: **Использование механизмов с зубчатыми ременами.**
Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 3, стр. 128

Д.К: 621-231
Спинеану, У., Спинеану Габриела: **Информациональная стоимость механических проспособлений индикаторного обмера.**
Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 3, стр. 132

Д.К: 621-55
Ионеску-Мусчел Силвия: **Виды проектирования свободных регулятэров скорости оборотов с собственным колебанием.**
Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 3, стр. 136

Д.К: 621-231
Попеску, И., **Аналитический метод кинематического анализа плоскопечатны механизмов.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 141

Д.К: 621.316.8
Андерсен, Б., В., Бану, В.: **Метод для скоростного определения расхода воздуха пневматическим сопротивлением.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 147

Д.К: 621.753.3
Попеску, О.: **Метод измерения плоскопараллельных жёлобов с помощью сравнением.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 151

Д.К: 621-52
Удреа, К,, Добош, Ф., Рэдулеску Доиница: **Автомат на сортирование из пластического материала.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 155

Д.К: 621.001.4.004.1
Демиян, Тр., Мику, К., Бану, В.: **О фиябилитета индикаторов „Рокуелл“**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr, 3, стр. 159

Д.К: 621.9э5
Калеа, Гх, Амза, Гх,, Матаке, В., Мирческу, И. **возведение вожей-колесо с наклонным зубчатым зацеплением на Предприятие тонкой механики из Бухареста.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 163

Д.К: 681.31
Антонеску Симона, Феррарио Габриела: **получение шкал испльзованные в инкрементальную систем чтения фотогравированием.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 167

Д.К: 512:681.31
* * * **Автоматическая обработка данных. Алгебра „Бул” и логические цепи (VII).**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 169

Д.К: 621-52
Нистор, Ерика: **Промышленные работы.**
Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 3, стр. 174

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM – serviciul export-import presă – Calea Griviţei nr. 64–66, P.O.B. 2001 telex 011226–Bucureşti.

PROBLEME ACTUALE ÎN MECANICA FINĂ

1. Mecanisme și elemente constructive de mecanică fină

CZ: 621.831:681.01

Asupra deplasării angrenajelor în mecanica fină

Prof. dr. ing. Traian **DEMIAN**; șef lucr. dr. ing. Dumitru **TUDOR** — Institutul politehnic – București

Avantajele care rezultă din deplasarea profilelor la roțile cu dantură în evolventă pot și se cer valorificate și la angrenajele utilizate în mecanica fină. O situație deosebită o prezintă angrenajele de precizie utilizate în special în construcția aparatelor de măsurat și de calcul. O primă cerință la aceste angrenaje este micșorarea bătăii radiale. Potrivit indicațiilor date în DIN 58 400 (tabelele 1 și 2), bătaia radială se poate reduce considerabil dacă diametrele cercurilor de vîrf ale roților se execută în procesul de danturare. În acest scop este necesară deplasarea profilelor roților care compun angrenajul.

Tabelul 1

Diametrul cercului de vîrf nu este realizat prin danturare

Diametrul cercului de vîrf mm	Abaterea radială µm					
	Clasa de precizie					
	5	6	7	8	9	10
3–6	7	15	28	40	56	80
6–12	8	16	32	44	64	88

Tabelul 2

Diametrul cercului de vîrf este realizat prin danturare

Diametrul cercului de vîrf mm	Abaterea radială, µm					
	Clasa de precizie					
	5	6	7	8	9	10
3 – 6	3	5	7	10	14	20
6 – 12	4	5,5	8	11	16	22

Diametrele cercurilor exterioare D_{e1} și D_{e2} ale celor două roți se vor determina cu relațiile:

$$\begin{aligned} D_{e1} &= m\,[z_1 + 2f_0 + 2\,\xi_1 - 2(\xi - \lambda) - K_{1min}] \\ D_{e2} &= m\,[z_2 + 2f_0 + 2\,\xi_2 - 2(\xi_t - \lambda) - K_{2min}] \end{aligned} \qquad (1)$$

unde:

f_0 este coeficientul de înălțime al capului dintelui;
$\xi_{1,2}$ — deplasările specifice ale profilelor celor două roți;
$\xi_t = \xi_1 + \xi_2$;
$\lambda = \dfrac{\Delta A}{m}$ — modificarea specifică a distanței dintre axe;
$K_{1,2min}$ — scurtarea suplimentară a dinților în vederea evitării ascuțirii acestora la vîrf.

Dacă $k_{1min} = k_{2min} = 0$ și $h = 0$, diametrele cercurilor exterioare vor fi:

— pentru angrenajele zero ($\xi_1 = \xi_2 = 0$)

$$\begin{aligned} D_{e1} &= m(z_1 + 2f_0) \\ D_{e2} &= m(z_2 + 2f_0) \end{aligned} \qquad (2)$$

— pentru angrenajele zero deplasate ($\xi_1 = -\xi_2$)

$$\begin{aligned} D_{e1} &= m(z_1 + 2f_0 + 2\xi_1) \\ D_{e2} &= m(z_2 + 2f_0 + 2\xi_2)^2 \end{aligned} \qquad (3)$$

Calculînd diametrele cercurilor de fund D_{i1} și D_{e2} la angrenajele zero deplasate:

$$\begin{aligned} D_{i1} &= m[z_1 + 2(f_0 + w_0) + 2\xi_1] \\ D_{i2} &= m[z_2 + 2(f_0 + w_0) + 2\xi_2] \end{aligned} \qquad (4)$$

se observă că înălțimea dinților la roțile acestor angrenaje este:

$$h_{1,2} = 2f_m + 2\,w_0 m, \qquad (5)$$

și egală cu înălțimea dinților cremalierei generatoare. Rezultă deci că diametrele roților acestor angrenaje se pot realiza prin danturare.

Dacă ar fi vorba de angrenajele deplasate (pozitiv sau negativ) menținerea valorii lui $h_{1,2}$, dată de (5), presupune:

— o modificare cu $\Delta A'$ a distanței dintre axe, care s-ar putea determina cu relația:

$$m\,(\zeta_t - \lambda) - \Delta A' = 0\,; \qquad (6)$$

— o verificare a jocurilor la fund c_{min} care se poate face cu inegalitățile.

$$\begin{aligned} A_0 + \Delta A + \Delta A' - (R_{e1} + R_{i2}) &> c_{min} \\ A_0 + \Delta A + \Delta A' - (R_{e2} + R_{i1}) &> c_{min}. \end{aligned} \qquad (7)$$

La aparatele de măsurat lungimi cu o precizie de 0,01 mm și 0,002 mm fabricate în țara noastră se utilizează angrenaje zero. Numerele de dinți pentru pinion sînt $z = 16$, 12, 10, ceea ce arată că pentru unghiul de angrenare $\alpha_r = 20°$ flancurile dinților pinionului sînt subtăiate.

În cazul cînd $z=16$ dinţi, subtăierea este luată în considerare prin scurtarea corespunzătoare a capului dintelui cremalierei, astfel că se evită angrenarea pe porţiunea neevolventică a flancurilor. Dacă pinioanele au $z=12$, 10 dinţi, subtăierea este importantă şi angrenarea pe porţiunea neevolventică a profilului nu poate fi evitată fără deplasarea acestuia sau fără modificarea distanţei dintre axe. Acest fenomen trebuie avut în vedere, deoarece după cum se ştie eroarea de angrenare se transmite la indicatorul aparatului.

La deplasarea pozitivă a pinionului lungimea arcului pe cercul de vîrf s_e nu trebuie să fie mai mică decît $s_e = 0{,}2$ m, pentru a se evita ascuţimea. Diagramele din figura 1 arată variaţia ascuţirii pentru cele două cazuri de mai sus :

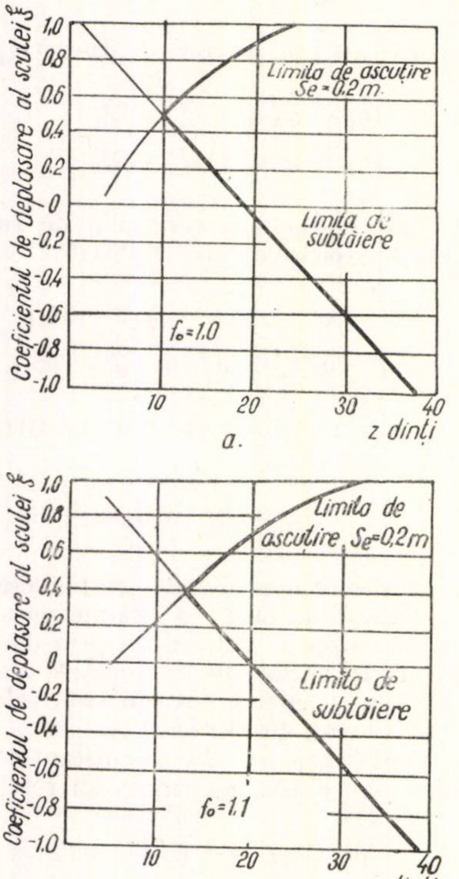


Fig. 1

$$z = 10 \text{ dinţi şi } f_0 = 1{,}0\,;$$

$$z = 12 \text{ dinţi şi } f_0 = 1{,}1.$$

Întrucît la noi roţile din construcţia de aparate se execută cu $f_0 = 1{,}0$, rezultă ca pentru $k_{min} = 0$ pinionul va avea $z=10$ dinţi. Cu o toleranţă de 0,1 pentru f_0, cînd $f_0=1{,}1$, se pot executa roţi cu $z=12$. În acest fel pinionul se va deplasa pozitiv cu un ξ_1 corespunzător lui $z_1=12$ dinţi şi roata negativ cu un $\xi_2= -\xi_1$.

Pe lîngă evitarea subtăierii, deplasarea zero asigură dinţi subţiri şi înalţi proprii aparatelor şi o uniformizare a uzurii pe flancuri, deci o durabilitate mai mare a roţilor. Pentru a evita ascuţirea dintelui şi totodată în vederea eliminării contactului pe porţiunea neevolventică a profilului, se poate recurge la mărirea distanţei dintre axe. Din figura 2, considerînd că mărimea dinstanţei dintre axe este $\Delta A''$, rezultă condiţia :

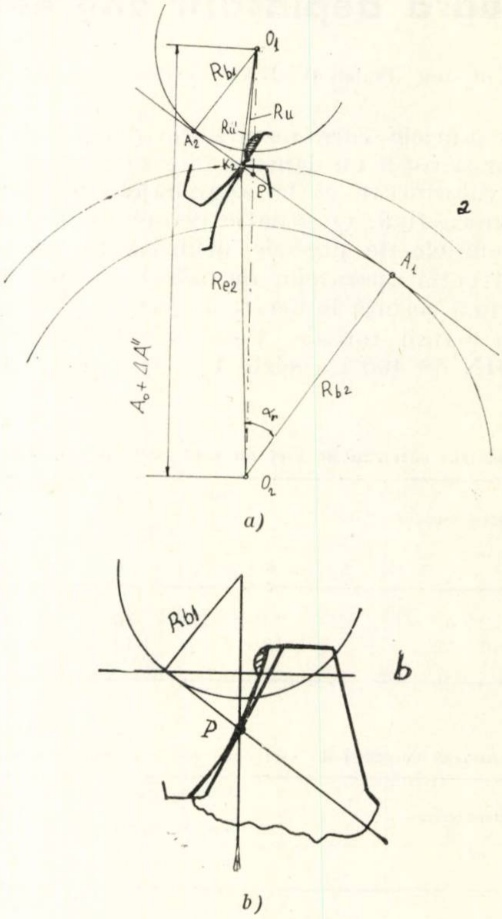


Fig. 2

$$R'_u \leqslant R_u, \tag{8}$$

unde :

R_u este raza cercului punctelor limită ale flancurilor în evolventă ;

R'_u — raza cercului punctelor iniţiale sau finale de contact ale profilelor subtăiate.

Raza R_u se determină pe baza geometriei sculei cremaliere (fig. 2, b) şi este :

$$R_u = R_b = \frac{m\,z_1}{2}\cos\alpha_0, \tag{9}$$

iar raza R'_u rezultă din geometria angrenării (fig. 2, a) şi este :

$$\boxed{R'_u = \sqrt{\left(\frac{mz_1}{2}\cos\alpha_0\right)^2 - \left[A\sin\alpha_r - \left[\left(\frac{mz_2}{2} + f_0 + \xi_2\right)^2 - \left(\frac{mz_2}{2}\cos\alpha_0\right)\right]\right]^2}} \tag{10}$$

Pentru $\alpha_0 = 20°$, unghiul de angrenare α_r se determină din (8), la limită:

$$\operatorname{tg}\alpha_r = \frac{\sqrt{\frac{z_2}{z} + (f_0 + \xi_2)^2 - (0{,}47\, z_2)^2}}{0{,}47\,(z_1+z_2)}, \quad (11)$$

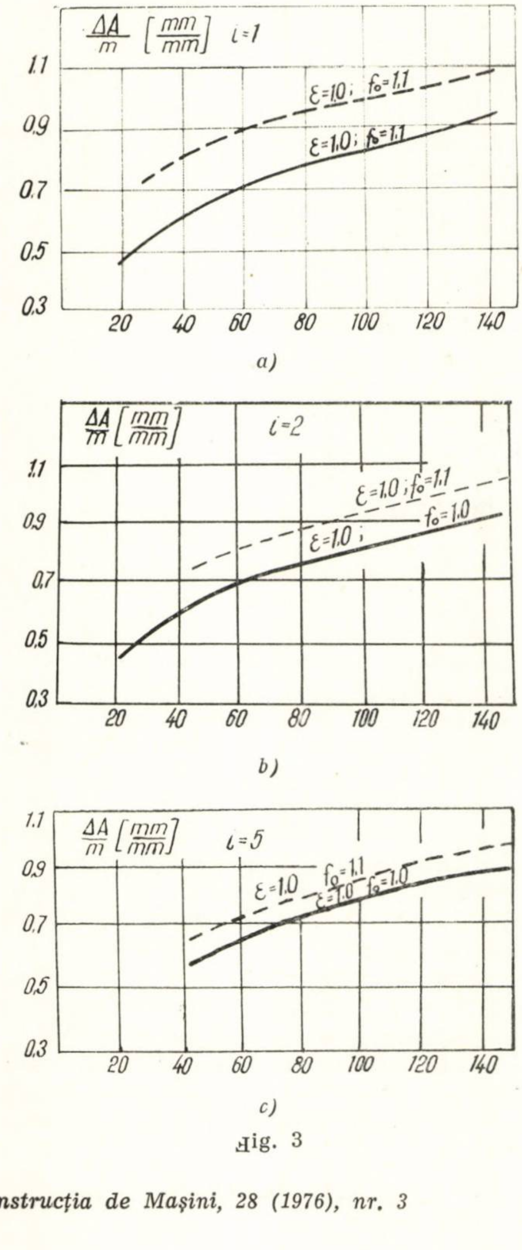
iar creşterea $\Delta A''$ se calculează în raport de α_r astfel:

$$\Delta A'' = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)\left(\frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_r} - 1\right) \quad (12)$$

Pentru a se asigura jocurile la fund trebuie ca:

$$\Delta A'' > \Delta A + \Delta A'. \quad (13)$$

Întrucît cu mărirea distanţei dintre axe se micşorează gradul de acoperire ε, este necesară o corelare a valorilor lui ΔA şi ε. În figura 3, a,b,c sînt trasate valorile limită ale lui ΔA, astfel ca $\varepsilon > 1$.



a)

b)

c)

Fig. 3

În afara angrenajelor de precizie, în mecanica fină se pot utiliza angrenaje pentru reglaj, rulare sau portante. Din motive de gabarit roţile vor avea numere mici de dinţi, deci $k_{1min} \neq 0$. Diametrele cercurilor de vîrf se realizează în acest caz anterior execuţiei danturii şi se determină astfel încît arcul pe aceste cercuri să fie: $s_e \geqslant 0{,}2$ m.

Diametrele cercurilor de vîrf cu relaţiile stabilite în [1] şi avansul t al sculei cremaliere (fig. 4) au valorile:

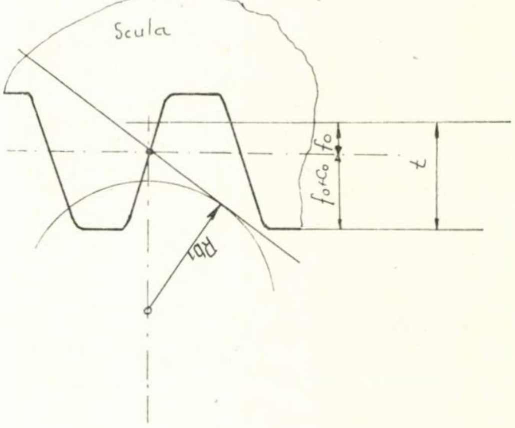


Fig. 4

$$\begin{aligned} D_{e1} &= m(z_1 + 2f_0' m + 2\xi_1) \\ D_{e2} &= m(z_2 + 2f_0' m + 2\xi_2) \end{aligned} \quad (14)$$

$$t = (f_0 + f_0' + W_0)\, m \quad (15)$$

unde:

$W_0 m = c_0$ reprezintă jocul la fund;
$f_0' = f_0 - k_{min}$, se poate determina din diagrama trasată în figura 5.

Dacă şi la aceste angrenaje apare subtăierea ca urmare a utilizării roţilor zero sau insufi-

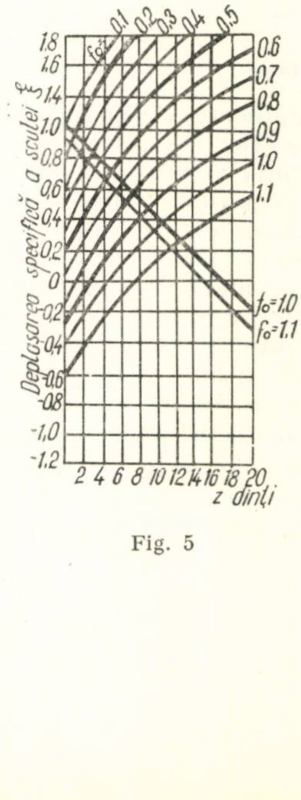


Fig. 5

cient deplasate, se poate evita angrenarea pe porțiunea neevolventică a flancului prin mărirea distanței dintre axe, folosind relațiile (11) și (12) sau micșorînd înălțimile dinților. Ultima soluție prezintă avantajul că nu crește jocul de flanc (deci cursa moartă și zgomotul). Scurtarea K_{min} necesară pentru evitarea angrenării pe porțiunea neevolventică a flancurilor poate fi determinată cu diagrama trasată în figura 6. Parametrul K_{min} trebuie stabilit astfel, încît gradul de acoperire parțial $\varepsilon_{p_{2s}}(\varepsilon_{p_{1s}})$, corespunzător momentului în care roțile angrenează pe porțiunea neevolventă a flancului, să fie mai mare decît gradul de acoperire parțial real, ε_{p1} (ε_{p2}), adică :

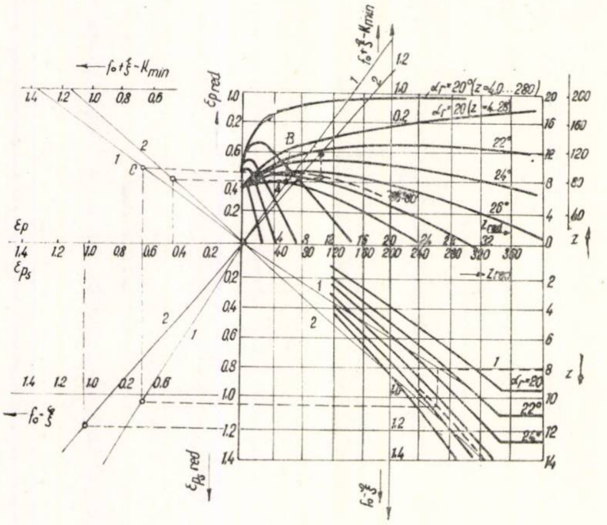


Fig. 6

$$\varepsilon_{p_{2s}} \geqslant \varepsilon_{p_1}$$
$$\varepsilon_{p_{1s}} \geqslant \varepsilon_{p_2} \qquad (16)$$

Utilizarea diagramei din figura 6 rezultă pentru un caz practic. Considerînd angrenajul cu :

$z_1 = 8$; $z_2 = 12$; $f_0 = 1{,}0$; $\xi_1 = 0{,}378$; $\xi_2 = 0{,}143$; $K_{1min} = K_{2min} = 0{,}021$; $\alpha_r = 26°30'$; se duce dreapta 1 prin originea sistemului de axe, rezultînd pentru $z = 8$ dinți, punctul A ; pentru curba corespunzătoare lui $\alpha_r = 26°30'$ se obține punctul B, apoi C și valoarea lui εp_1 ; pentru curba corespunzătoare lui α_r și dreapta 2 se stabilește valoarea εp_2.

Dacă pentru valorile considerate sînt satisfăcute inegalitățile (16) angrenajul funcționează corect, în caz contrar trebuie modificat parametrul k_{min}.

Din considerațiile de mai sus rezultă că îmbunătățirea calităților funcționale ale angrenajelor utilizate în aparatele de precizie se poate face prin deplasarea zero sau prin modificarea distanței dintre axe sau eventual printr-o soluție combinată. În acest scop sînt date elementele de lucru necesare.

Celelalte angrenaje mai puțin precise, dar avînd de asemenea un număr mic de dinți, pot fi îmbunătățite funcțional prin alegerea corespunzătoare a scurtării suplimentare a dinților pe baza elementelor indicate mai sus.

BIBLIOGRAFIE

Demian, Tr., Tudor, D : Asupra roților dințate ,,minimale'' cu profil evolvent. În : ,,Construcția de mașini'' nr. 5/1971.

◆

CZ ; 621–231

Utilizarea mecanismelor cu curele dințate

Prof. dr. doc. ing. W. **KRAUSE**; dr. ing. H. **RÖSNER**–
Universitatea tehnică din Dresda, secția de construcție a aparatelor de mecanică fină

0. Introducere

Pentru modificarea turației pot fi utilizate, după cum se știe, mecanisme cu roți dințate, roți de fricțiune, șuruburi și mecanisme cu elemente de tracțiune. Din ultima categorie, cea a mijloacelor de tracțiune, fac parte lanțurile și diferite tipuri de curele, cum sînt curelele trapezoidale, late și rotunde, firele și benzile. Lanțurile realizează transmisii prin formă, în timp ce curelele realizează transmisii prin forță. La transmisiile prin curele sînt posibile patinări, care în raport cu încărcarea și construcția lor pot fi de pînă la 2%. Din această cauză, atunci cînd este necesar un raport de transmitere de precizie înaltă curelele nu pot fi utilizate. În ultimul timp în astfel de cazuri se folosește ca element nou de tracțiune cureaua dințată, care reunește atît avantajele lanțurilor cît și ale curelelor. Mecanismele cu curele dințate sînt asemănătoare cu mecanismele cu lanțuri în ce privește transmiterea mișcării, care se realizează prin formă, deci se evită patinările. În plus, transmiterea beneficiază și de alte proprietăți, ca de pildă greutate redusă, un grad de siguranță mare la transmiterea puterii și turațiilor corespunzătoare unei pretensionări reduse a curelei precum și o funcționare aproape lipsită de jocuri și foarte puțin zgomotoasă. Este înlăturată și dificultatea de a lucra la distanțe mari între axe pentru o singură treaptă de reducere. Dezvoltarea transmisiilor prin curele dințate a primit un important impuls din partea industriei de mașini de cusut.

Din anul 1936 pînă în anul 1940 inginerul american Richard Y. Cose s-a ocupat cu rezolvarea problemelor privind construcția primei curele dințate, după care au fost necesari aproape 15 ani pentru a se ajunge la o adevărată producție specializată [1]. În paralel, cureaua dințată și-a găsit o utilizare tot mai largă în construcția de aparate și mașini. În figurile 1 și 2 sînt date două exemple de utilizare a curelelor dințate, la antrenarea unei mașini de scris electrice și la o mașină de frezat specială. În ambele cazuri absența patinărilor la realizarea rapoartelor de transmitere joacă un rol important.

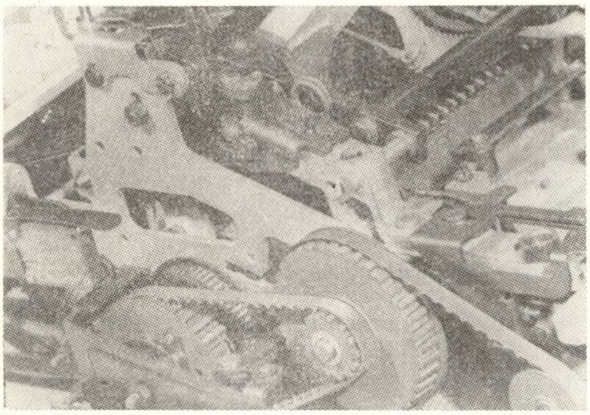


Fig. 1. — Cureaua dințată dintr-o mașină de scris electrică

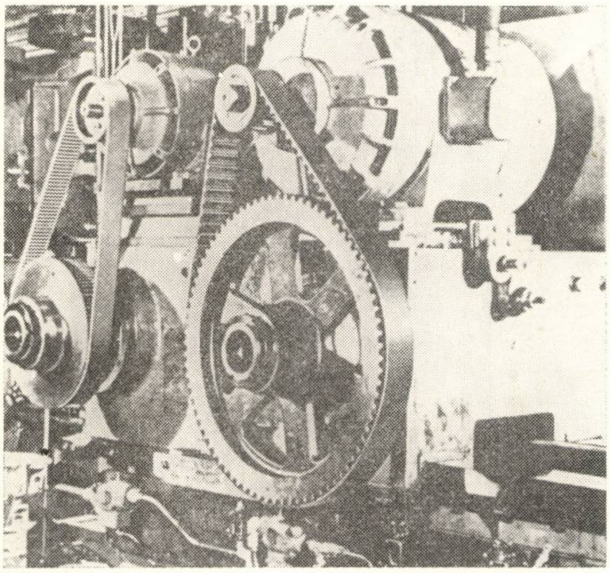
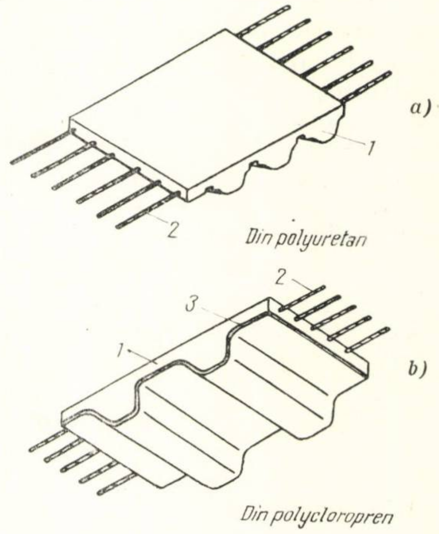


Fig. 2 — Cureaua dințată dintr-o mașină de frezat [2]

1. Tipuri de curele dințate

Legat de construcție și tehnologie se pot diferenția din punct de vedere calitativ două tipuri de curele dințate. În figura 3, a este arătată construcția primului tip, o curea dințată din poliuretan, care are stabilitate dimensională, stabilitate structurală ridicată, este rezistentă la uzură, posedă o mare elasticitate, este stabilă la variațiile de temperatură de la aproximativ minus 20°C pînă la plus 80°C [2]. În zona neutră de încovoiere a curelei sînt plasate elemente de tracțiune sub formă de fire răsucite din oțel de creuzet cu rezistență ridicată sau fibre de sticlă și, în funcție de condițiile de utilizare, cord textil. Aceste elemente de rezistență la tracțiune se răsucesc în jurul unui miez de formare, operație care urmează după turnare. Miezul poartă pe el canelurile pentru dinții curelei. Golul dintre miez și partea exterioară a curelei se umple la execuție cu poliuretan.



1. Materialul curelei; 2. Fibre de tracțiune; 3. Țesătură de poliamidă

Fig. 3 — Curele dințate

Al doilea tip de curea (fig. 3, b) se poate obține prin confecționare sau prin presare. Peste țesătura din poliamidă formată, pentru a proteja în funcționare dinții de frecări, se vor răsuci după o spirală elementele de rezistență la tracțiune. Apoi se pune un strat de policloropren peste formă și se acoperă cu două coji semirotunde. În timpul procesului final de vulcanizare materialul curelei pătrunde sub influența presiunii create de cele două coji exterioare între firele de rezistență la tracțiune, presează țesătura în rosturile pentru dinți și formează astfel dantura. Ca material de rezistență la tracțiune se utilizează în primul rînd pentru curelele dințate mici, aproape în exclusivitate cord din fibre de sticlă, care față de sîrmele subțiri de oțel are avantajul unei rezistențe sensibil mai mari la încovoieri variabile. În acest fel există posibilitatea utilizării unor roți dințate de curea cu diametrul mai mic la viteze mari. Curelele dințate de acest tip posedă o stabilitate la temperatură de la minus 35°C pînă la plus 85°C. Pentru condiții speciale de utilizare se produc curele dințate din mai multe combinații de mase plastice [3].

2. Danturi utilizate

În ultimii ani diferiţi producători au realizat o multitudine de profile pentru danturarea curelelor şi a roţilor de curea, parte din ele patentate. În figura 4 sînt prezentate unele din profilele mai utilizate, a căror evaluare critică a arătat că diferenţierea atît de mare a profilelor se datorează nu numai tehnologiilor diferite ci şi eforturilor de îmbunătăţire a funcţionării lor (ridicarea rezistenţei la tracţiune, încovoiere şi uzură, îmbunătăţirea randamentului, reducerea zgomotului ş.a.).

Despre profilele prezentate în figurile 4, a... ...4, e se pot menţiona următoarele:

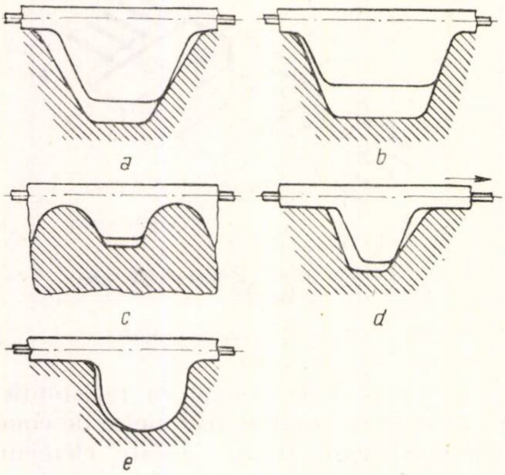


Fig. 4 — Profilele dinţilor curelei şi ale roţii de curea

a) Dinţii curelelor şi a roţilor au în secţiune un profil trapezoidal, deci flancurile drepte. Unghiul la vîrf a profilului dinţilor curelei este mai mic decît cel al golului corespunzător din roata dinţată. Grosimea dinţilor curelei faţă de golurile din roată este mai mică, astfel încît angrenarea cu roata dinţată va fi cu joc. Funcţie de încărcare, dinţii curelei se deformează elastic, deci o suprafaţă de pe flancul lor este folosită pentru transmiterea puterii.

b) Roţile pentru curea posedă o dantură în evolventă care angrenează cu golurile cu profil drept ale curelei dinţate. Zona de contact a cercului de divizare a roţii dinţate se găseşte în planul neutru al curelei dinţate. Prin acest mod de danturare deformaţia dinţilor curelei în angrenare — deci sub sarcină — diminuează, şi ca urmare creşte durabilitatea şi randamentul.

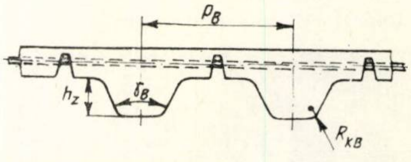
c) Flancurile laterale ale dinţilor roţii sînt racordate la suprafaţa capului dintelui, evitînd astfel existenţa unor muchii ascuţite. În mod corespunzător este profilată şi baza dinţilor curelei. Prin acest profil zgomotele de lucru care ar apărea în domeniul turaţiilor mijlocii şi înalte — datorită şocului dintre dintele roţii şi flancul drept al golului dintelui de curea — se reduc.

d) Dinţii curelei au după cum s-a mai spus o secţiune trapezoidală şi flancuri drepte. Flancurile dinţilor roţilor de curea prezintă în direcţia de tracţiune a curelei un unghi de înclinare mai mare decît în partea opusă. Prin aceasta dinţii curelei se deformează elastic şi alunecă peste capul dintelui roţii, la un moment de transmisie determinat, realizînd astfel siguranţă la suprasarcini periculoase.

e) Flancurile dinţilor curelei pot prezenta şi o formă curbată. Prin aceasta se obţine o preluare uniformă a forţei de la dinţi la stratul de tracţiune. În domeniul turaţiilor medii (circa 1500 rot/min) se măreşte puterea preluată cu 30% faţă de curelele dinţate cu dinţi de formă trapezoidală. La turaţii scăzute creşterea de putere este aproape de 100%.

3. Dimensiuni geometrice

Producătorii recomandă pentru curelele dinţate cu tipurile de profile menţionate o gamă largă de dimensiuni geometrice (fig. 5). Se pot astfel rezolva o mulţime de probleme de antrenare, atît în domeniul construcţiei de aparate cît şi în instalaţiile din industria grea, unde se pot transmite puteri pînă la circa 450 KW şi admite viteze ale curelei de pînă la 60 m/s. Un dezavantaj evident constă în faptul că datorită gamei de dimensiuni diferite şi ca urmare lipsei unei recomandări de standardizare internaţionale, schimbul de rezultate între diverşi producători nu este întotdeauna posibil. Pentru curelele dinţate din policloropropen s-au stabilit pe plan internaţional unele proprietăţi generale în primul rînd în ceea ce priveşte sistemul de toleranţe. Dimensiunile geometrice şi abaterile admisibile ca şi puterea transmisă ş.a. sînt stabilite în unele standarde



Lungimea curelei L_B [mm]	Lăţimea curelei b_{max} [mm]
90 pînă la 4500	pînă la 500
Pasul danturii p_B [mm]	Unghiul profilului δ_B [°]
2,0 pînă la 31,75	30 pînă la 44

Fig. 5 — Dimensiunile uzuale ale curelei dinţate

naţionale (de exemplu standardul britanic BS 4548 :1970). În schimb, pentru curelele dinţate din poliuretan asemenea precizări nu sînt date şi de aceea corespunzător scopurilor de utilizare, . la cerinţa beneficiarilor se întîlneşte întreaga varietate de curele. Întrucît acestea sînt produse aproape în întregime în sistemul metric interschimbabilitatea lor cu curele din policloropren nu este posibilă. În afară de aceasta există şi o serie de alte neconcordanţe. În timp ce în unele standarde naţionale, ca de exemplu în standardul britanic menţionat mai sus, este folosit pasul următor în ţoli ca mărime de bază pentru dimensiunile profilului, alte standarde (de exemplu cel sovietic OH-6-07-5-63-, ,,Curele dinţate şi roţi pentru curele dinţate parametri şi încărcări") iau ca mărime de bază modulul m în milimetri. Clarificarea acestor probleme necesită desigur o standardizare cuprinzătoare, operaţie care a început în comisia permanentă a C.A.E.R. pentru standardizare cît şi în cadrul ISO (TC41, SC4 ,,Mecanisme de curele sincrone"), dar sînt necesare încă în continuare o serie de cercetări. Astfel, trebuie analizată alegerea dimensiunilor geometrice optime pentru danturile curelei şi roţii cu considerarea abaterilor admisibile, determinate deformaţiile care apar la angrenarea capului dintelui curelei cu secţiune trapezoidală cu flancurile dinţilor drepţi ale roţii (dependente de înălţimea h_z a dinţilor curelei, unghiul γ_B al profilului, raza capului dintelui (fig. 5) şi profilul golului roţii de curea). De asemenea, în prezent nu există o deplină claritate pentru alegerea pasului curelei dinţate şi roţii de curea în raport cu materialul curelei (pasul danturii curelei este variabil datorită elasticităţii materialului). Toate aceste cercetări necesită o conlucrare strînsă cu producătorii de curele dinţate, întrucît aceste probleme sînt strîns legate de tehnologiile de fabricaţie.

4. Forma constructivă

Pentru o funcţionare fără deficienţe a mecanismelor cu curele dinţate este necesar ca roţile de curea să fie prevăzute cu şaibe de ghidare care să împiedice alunecarea curelei. În acest scop, în figura 6 se prezintă cîteva soluţii constructive. Ca regulă se cere ca cel puţin una dintre roţi să fie prevăzută cu două şaibe, care din motive economice trebuie să fie aşezate la roata mică. La un raport de transmitere $i = 1$ există şi posibilitatea ca fiecare roată să fie prevăzută pe cîte o parte cu o şaibă de ghidare (a). La distanţe mai mari între axe, aproximativ de zece ori mai mari decît diametrul roţii mici, se prevăd ambele roţi cu şaibe de ghidare, similar cu situaţia în care arborii nu sînt orizontali (*b*). Fixarea şaibelor de corpul roţilor se poate face prin înşurubare sau nituire (*c*) pentru serii mici sau mai economic prin bordurare (*d*). Aşezarea înclinată a şaibelor produce uzura feţelor laterale ale curelei. O realizare interesantă este prezentată în figura 6e. Roţile posedă şaibe de ghidare dinţate prelucrate din corpul roţii, ceea ce dă posibilitatea eliminării aerului pe partea laterală, impiedicînd astfel depunerea de impurităţi.

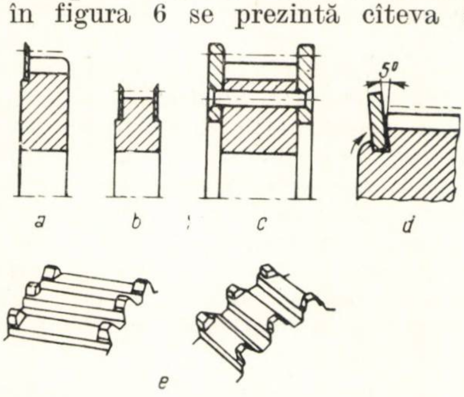


Fig. 6 — Forme constructive ale roţilor pentru curele dinţate

O altă problemă importantă este alegerea materialului roţii, care depinde de dimensiunile geometrice şi de mărimea seriei. Trebuie avută în vedere îndeosebi o rezistenţă la uzură corespunzătoare. La prelucrarea prin aşchiere alături de oţel se pot utiliza materialele următoare: 9S20K, St50 şi C45[1] şi înainte de toate AlCuMg1 şi AlCuMgPb cu suprafeţe eloxate dur. La confecţionarea prin turnare sub presiune se pot lua în considerare GD-AlMg 9 sau masele plastice (poliamide). În prezent nu există factori cu valabilitate generală prin care să se prevadă durabilitatea mecanismelor cu curele dinţate. Din această cauză este necesar ca după terminarea lucrărilor de standardizare să se revizuiască recomandările de calcul în concordanţă cu proprietăţile de bază ce se vor stabili, care trebuie să aibă în vedere alături de dimensiunile geometrice, valorile toleranţelor, capacitatea portantă şi rezistenţa la uzură a flancurilor dinţilor.

BIBLIOGRAFIE

1. *Nordenswan, G. V.:* Kuggremmen-ett epokgörande maskinelement. Industritidningen Norden 86 (1958) 5, S. 130 bis 132.
2. *Jacobi, L.:* Zahnriemen aus Kunststoff. Werkstattblatt 408 Gruppe K, München 1966.
3. *Kemerink, G. A. J.:* Der Zahnflachriemen I. Antriebstechnik 7 (1968) 11, S. 418—421.
4. *Arbusow, M. O.:* Der Einfluss der Teilung der Zahnriemenräder auf die Lastverteilung an den Riemenzähnen. Moskau. Werkzeugmaschinen und Werkzeuge 43 (1972) 5, S. 33.
5. *Brand, S., Rösner, H., Siegemund, W.:* Übertragungsverhalten von Zahnrad — und Zahnriemengetrieben kleiner Moduln. Dissertation 1974, Technische Universität Dresden.
6. *Krause, W., Rösner, H.:* Einsatz von Zahriemengetrieben in Gerätetechnik und Maschinenbau. Bericht zum XIX. Internationalen Wissenschaftlichen Kolloquium. TH Ilmenau 1974 (Reihe Geräteentwicklung).

---

[1] Corespondentele româneşti: AUTO8, OL50, OLC40 sau 45. n.t.

CZ: 621-231

Valoarea informaţională a mecanismelor mecanice de măsurare comparatoare.

Şef. lucr. ing. Ulm **SPINEANU** – Institutul de cercetări şi proiectări pentru mecanică fină şi scule (IPCMFS) – Bucureşti
Asist. ing. Gabriela **SPINEANU** – Institutul politehnic – Bucureşti

Concepţia modernă despre procesele de măsurare evidenţiază faptul că acestea trebuie privite ca procese dinamice de transmitere şi prelucrare a informaţiilor, iar valoarea mărimii măsurate trebuie de asemenea considerată ca o informaţie obţinută despre măsurand. În acest sens este cunoscut faptul că un sistem de măsurare este corespunzător unui anumit scop numai dacă informaţia furnizată ca mărime de ieşire (indicaţie sau mărime de comandă) reflectă corect, adică cu o justeţe dată, starea sau parametrii măsurabili ai măsurandului*. Astfel, proiectarea sistemului tehnic de măsurare în ansamblu presupune în primul rînd elaborarea sau acceptarea unui concept funcţional bazat pe aşa-numitul **coeficient de compatibilitate structurală** (K_s) între mecanismul de măsurare şi restul sistemului, cu scopul evitării pierderii de informaţie şi al prelucrării cît mai economice a acesteia:

$$K_s = \frac{C_{n+1}}{C_n} = 1 \tag{1}$$

unde (C_n) este capacitatea informaţională a elementului indicator sau de comandă al mecanismului de măsurare.

Pentru valori $K_s > 1$, **excedent structural**, capacitatea informaţională a sistemului tehnic de măsurare în ansamblu este **mărginită interior, mecanismul de măsurare manifestîndu-se ca o sursă de pierdere de informaţie.**

Valori $K_s < 1$ corespund unei **filtrări structurale**, capacitatea informaţională a sistemului tehnic de măsurare în ansamblu este **mărginită superior**, mecanismul de măsurare nefiind economic, performanţe superioare ale acestuia neconducînd la majorarea performanţelor sistemului în ansamblu.

O judecare unică dar mai ales obiectivă a gradului de perfecţionare şi a perspectivei soluţiilor tehnice de construcţie a mecanismelor de măsurare de la aparatele comparatoare existente sau în curs de asimilare poate fi făcută numai pe baza cunoaşterii valorii informaţionale a acestora.

Exprimîndu-se intervalul de timp dintre impulsurile care formează registrul de informaţie /6 · · · · · 7/ prin timpul de stabilire a indicaţiei sau a semnalului de comandă, rezultat al măsurării, valoarea informaţională a mecanismelor de măsurare se exprimă prin aşa-numita **capacitate informaţională** a elementului indicator sau/ şi de comandă:

$$C = \frac{1}{t_{\bar{\alpha},\bar{\beta}}} 1g\left(1 + \frac{D}{q_{sm}}\right) \text{bits}^{-1} \tag{2}$$

şi prin **indicele energetic** /8/

$$I_s = \frac{\lg S_n}{\lg E_Q} \tag{3}$$

în ipoteza unui raport biunivoc, determinat, între energia necesară transmiterii corecte a informaţiei de măsurare şi informaţia transmisă.

În relaţia 2, $D = 2q_0$ este amplitudinea maximă posibilă a semnalului de măsurare, iar q_{sm} amplitudinea semnalului de măsurare corespunzătoare pierderii maxime de informaţie (evaluată de regulă prin eroarea tolerată). În funcţie de constanta de timp a mecanismului de măsurare capacitatea informaţională poate fi apreciată şi prin relaţia:

$$C_n = \frac{1}{Tj} \cdot \frac{1g\left(1 + \dfrac{D}{q_{sm}}\right)}{1n\dfrac{(q_0)}{q_{sm}}} \text{bits}^{-1}. \tag{4}$$

În relaţia **indicelui global energetic** (3), $S_n = \delta_{er}^2 \cdot \Delta E_c \cdot t_{\bar{\alpha},\bar{\beta}}$ este limitată de sensibilitatea mecanismului de măsurare, δ_{er} este eroarea entropică relativă de măsurare în limitele intervalului de măsurare /6/ iar E_c energia consumată pentru transmiterea informaţiei de măsurare. Limita de sensibilitate S_n este mai uşor de exprimat funcţie de lucrul mecanic de măsurare raportat la convertorul primar al traductorului mărimii de intrare $S_n = \delta_{er}^2 \cdot L_m$, exprimare care permite observaţia, de altfel foarte importantă, că limita de sensibilitate, pentru o aceeaşi eroare entropică relativă de măsurare, $\delta_{er} =$ constant, se micşorează odată cu scăderea energiei de măsurare.

Din punct de vedere informaţional, relaţiile 2...4 precizează că gradul de perfecţionare al

---

* măsurarea definită conform lucrărilor [1] ... [6].

Valoarea informațională a mecanismelor de măsurare comparatoare

Tabelul 1

Soluția constructivă	Denumirea mijlocului de măsurare. Simbol tip. Stare de reglare. Act normativ de fabricație ;	Forma producătoare	Intervalul de măsurare (mm)	Valoarea diviziunii (mm)	Eroarea relativă de măsurare, δ_{er}	$\bar{t}_{\alpha}$, $\bar{\beta}$ (ms)	$\lg\left(1+\frac{D}{q_{sm}}\right)$ (bit).	S_n (cNmm)	Valoarea informațională	
									C_n (bits^{-1})	I_s
0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
Mijloace de măsurare cu amplificare mecanică, de tipul comparatoarelor cu cadran :	E 10 -○- :									
	810 ST, DIN 878	Carl Mahr, RFG	10	0,010	$8,20\times10^{-3}$	*	*	$6,64\times10^{-3}$	*	0,369
	3508, TGL 7682	Feinmess Suhl. RDG								
	ИЧ.10, GOST 577–68	Feinmess Kirow, URSS								
	Φ 60, STAS 4293–69	IMF. București, RSR								
	A1 -○- :	Fortuna Werke, RFG								
	Minimetru, DIN 879	LIZ-Leningrad, URSS	0,060	0,001	$1,67\times10^{-2}$	*	*	$5,74\times10^{-3}$	*	0,372
	B1 -○- :									
	M1/60, TGL 7483	Carl Zeiss Jena, RDG	0,120	0,001	$1,33\times10^{-2}$	*	*	$2,87\times10^{-3}$	*	0,387
	1MKM, GOST 6934–62	LIZ-Leningrad, URSS	0,100	0,001	$1,60\times10^{-2}$	*	*	$3,38\times10^{-3}$	*	0,384
	Me1/100, TGL 7483	Carl Zeiss, Jena, RDG	0,200	0,001	$1,00\times10^{-2}$	*	*	$6,18\times10^{-3}$	*	0,374
	Orthotest, NSS 219–63	IMF-București, RSR	0,200	0,001	$1,00\times10^{-2}$	*	*	$8,55\times10^{-3}$	*	0,369
	B2 -○- :									
	M2/120, TGL 7483	Carl Zeiss Jena, RDG	0,240	0,002	$1,25\times10^{-2}$	*	*	$4,40\times10^{-3}$	*	0,379
	2MKM, GOST 6934–62	LIZ-Leningrad, URSS	0,200	0,002	$1,50\times10^{-2}$	*	*	$5,10\times10^{-3}$	*	0,375
	D1 -○- :									
	Mikrocator Φ8, 500A–4	CE. Johansson, Suedia	0,100	0,001	$1,00\times10^{-2}$	*	*	$9,31\times10^{-4}$	*	0,413
	idem Φ8, 3815, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,100	0,001	$1,00\times10^{-2}$	*	*	$9,31\times10^{-4}$	*	0,413
	idem Φ28, 3800, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,060	0,001	$1,33\times10^{-2}$	92($\xi=0,2$)	5,6	$9,90\times10^{-4}$	60,9	0,411
	idem Φ28, 15GP, Gost 6933–61	LIZ-Leningrad, URSS	0,060	0,001	$1,33\times10^{-2}$	95($\xi=$ $=0,25$)	5,6	$9,90\times10^{-4}$	59	0,411
	DO,5 -○- :									
	Mikrocator Φ28, OS, I.G.P. GOST 6933–61	LIZ-Leningrad, URSS	0,030	0,0005	$1,67\times10^{-2}$	*	*	$7,80\times10^{-4}$	*	0,417
	idem Φ28, 3805TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,030	0,0005	$1,67\times10^{-2}$	*	*	$7,80\times10^{-4}$	*	0,417
	DO,2 -○- :									
	Mikrocator Φ28, 02.IGP GOST 6933–61	LIZ-Leningrad, URSS	0,012	0,0002	$2,50\times10^{-2}$	18($\xi=0,2$)	7,6	$16,62\times10^{-4}$	42,2	0,420
	idem Φ28, 500A–7	CE. Johansson, Suedia	0,030	0,0002	$1,33\times10^{-2}$	*	*	$4,55\times10^{-4}$	*	0,429
	DO,1 -○- :									
	Mikrocator Φ28,510–9	CE. Johansson, Suedia	0,006	0,0001	$3,33\times10^{-2}$	*	*	$6,20\times10^{-4}$	*	0,421
	idem Φ28,01.IGP GOST 6933–61	LIZ-Leningrad, URSS	0,006	0,0001	$3,33\times10^{-2}$	*	*	$5,86\times10^{-4}$	*	0,423
	DO,02 -○- :									
	Mikrocator Φ 28,510–11	C.E. Johansson, Suedia	0,002	0,00002	$2,00\times10^{-2}$	*	*	$1,30\times10^{-4}$	*	0,457
Mijloace de măsurare optico-mecanice, cu palpator :	-○- Optimetru :									
	MOP 1/100, TGL 7483	Carl Zeiss Jena, RDG	0,200	0,001	$3,00\times10^{-3}$	*	*	$3,15\times10^{-4}$	*	0,435
	OVO–1, OGO–1, GOST 5405–64	LIZ-Leningrad, URSS	0,[illegible]00	0,001	$3,00\times10^{-3}$	*	*	$3,15\times10^{-4}$	*	0,435
	CO,2 -○- Ultraoptimetru :									
	MOPO2/20, TGL 7483	Carl Zeiss Jena, RDG	0,040	0,0002	$5,00\times10^{-3}$	*	*	$1,32\times10^{-4}$	*	0,457
	IKP–2	LIZ-Leningrad, URSS	0,050	0,0002	$4,00\times10^{-3}$	*	*	$1,29\times10^{-4}$	*	0,457
	CO,5 -○- Ultraoptimetru	Carl Zeiss Jena, RDG	0,012	0,0005	$8,30\times10^{-2}$	152	4,5	$3,21\times10^{-4}$	29,6	0,425

0.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.
	DO,2 -○- :									
	Optikator 3830, TGL7483	Feinmess Suhl, RDG	0,050	0,0002	$4{,}10\times 10^{-3}$	18	7,6	$7{,}45\times 10^{-5}$	42,2	0,470
	idem 02P, GOST10.593.63	LIZ-Leningrad, URSS	0,050	0,0002	$4{,}10\times 10^{-3}$	*	*	$7{,}45\times 10^{-5}$	*	0,470
	DO,5 -○- :									
	Optikator 05P, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,100	0,0005	$5{,}10\times 10^{-3}$	*	*	$2{,}33\times 10^{-4}$	*	0,433
	DO, 1 -○- :									
	Optikator 3825, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,024	0,0001	$4{,}18\times 10^{-3}$	*	*	$3{,}89\times 10^{-5}$	*	0,475
	idem 01P, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,024	0,0001	$4{,}17\times 10^{-3}$	*	*	$3{,}89\times 10^{-5}$	*	0,475
	-○-Comparator vertical ABBE, TGL 7483	Carl Zeiss Jena, RDG	100	0,001	$1{,}50\times 10^{-5}$			$4{,}40\times 10^{-6}$	*	0,532
Mijloace de măsurare cu contacte electrice, cu palpator	A2 -○- :									
	4010 Electrocompar, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,200	0,002	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$2{,}00\times 10^{-3}$	*	0,375
	A1 -○- :									
	4000 Electrocompar, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,600	0,001	$3{,}30\times 10^{-3}$	90	1,58	$1{,}11\times 10^{-3}$	17,55	0,378
	Microcontact	Hommel-Manhheim,. RFG	0,100	0,001	$2{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$4{,}12\times 10^{-3}$	*	0,380
	5160A1–2	CE, Johansson, Suedia	0,100	0,001	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$1{,}27\times 10^{-3}$	*	0,406
	B10 -○- :									
	4026 Schaltfeinzeiger, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,340	0,010	$5{,}88\times 10^{-2}$	*	*	$23{,}51\times 10^{-2}$	*	0,375
	B5 -○- :									
	4025 Schaltfeinzeiger, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,170	0,005	$5{,}88\times 10^{-2}$	347	5	$5{,}767\times 10^{-2}$	14,4	0,374
	B2 -○- :									
	4022 Schaltfirzeiger, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG	0,068	0,002	$5{,}88\times 10^{-2}$	*	*	$6{,}083\times 10^{-2}$	*	0,374
	B1 -○- :									
	4021 Schaltfeinzeiger, TGL 7483	Feinmess Suhl, RDG,	0,034	0,001	$5{,}88\times 10^{-2}$	⊖ 237	5	$2{,}513\times 10^{-2}$	21,1	0,380
						⊖$_1$ 166	5		30,5	
	1120 ... 1124 Elmillimess	Carl Mahr, RFG	0,100	0,001	$2{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$4{,}12\times 10^{-3}$	*	0,380
	3 EKȘ	LIZ-Leningrad, URSS	0,100	0,001	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$1{,}27\times 10^{-3}$	*	0,406
Mijloace de măsurare cu traductoare fotoelectrice :	D5 -○- :									
	5 DFM, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,250	0,005	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$1{,}84\times 10^{-3}$	*	0,410
	D2 -○- :									
	2 DFM, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,100	0,002	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$1{,}08\times 10^{-3}$	*	0,410
	D1 -○- :									
	1 DFM, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,050	0,001	$1{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$4{,}65\times 10^{-4}$	*	0,428
	D0,5 -○- :									
	0,5 DFM, GOST 10.593–63	LIZ-Leningrad, URSS	0,025	0,0005	$9{,}60\times 10^{-3}$	*	*	$2{,}15\times 10^{-4}$	*	0,446
Mijloace de măsurare electronice cu traductoare inductive :	Millitron 1204	Feinprüf GmbH, RFG	0,0006	0,000005	$1{,}67\times 10^{-2}$	*	*	$5{,}75\times 10^{-6}$	*	0,528
	Millitron 1201...1204	Feinprüf GmbH, RFG	0,006	0,00005	$1{,}67\times 10^{-2}$	*	*	$5{,}75\times 10^{-5}$	*	0,475
	Mikrometer 4094	Fein mess Suhl, RDG	0,01	0,0001	$2{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$1{,}37\times 10^{-4}$	*	0,456
	Mikrometer 4091	Feinmess Suhl, RDG	0,01	0,0001	$2{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$8{,}16\times 10^{-4}$	*	0,446
			0,02	0,002	$2{,}00\times 10^{-2}$	*	*	$2{,}74\times 10^{-4}$	*	0,440
Mijloace de măsurare cu citire digitală :	DZ–200	Carl Zeiss, Oberkochen, RFG	100	0,0001	$1{,}50\times 10^{-6}$	*	*	$4{,}40\times 10^{-8}$	*	0,635
			100	0,0002	$3{,}00\times 10^{-6}$	*	*	$1{,}76\times 10^{-7}$	*	0,604
	Universal-Komparator 200	Ernst Seitz, GmbH, RFG	150	0,0002	$2{,}00\times 10^{-6}$	*	*	$1{,}18\times 10^{-7}$	*	0,613

mecanismelor de măsurare este complet caracterizat prin datele tehnice: eroarea tolerată pentru justeţea indicaţiei sau comenzii (sau clasa de precizie a mecanismului) intervalul de măsurare, viteza de stabilire a indicaţiei sau comenzii şi energia necesară măsurării. În plus, relaţiile capacităţii informaţionale 2 şi 4 clarifică legătura dinamică dintre cantitatea de informaţie, pierderile de informaţie şi justeţe, arătînd că operaţiile de măsurare de precizie dar lente poartă o aceeaşi cantitate de informaţie ca şi cele mai puţin precise dar mai rapide. Din acest punct de vedere **capacitatea informaţională** devine o cifră dinamică caracteristică productivităţii de măsurare.

Pentru mecanismele de măsurare de la aparatele comparatoare lucrul mecanic efectuat la măsurare raportat la convertorul primar al traductorului mărimii de intrare se calculează cu relaţia:

$$L_{m\,max.} = \int_{-\hat{q}}^{+\hat{q}} (\bar{Q}_{min} + c_{ech}\,\bar{Q})\,dq = \frac{2\,\bar{Q}_{min} + \Delta\bar{Q}_{\sigma}}{2}\,D, \tag{5}$$

în care:

$\bar{Q}_{min}$ este forţa statică de măsurare corespunzătoare extremităţii inferioare a intervalului de măsurare:

D — intervalul de măsurare;

$\Delta Q\sigma$ — variaţia forţei statice de măsurare în limitele intervalului de măsurare şi

$C_{ech.} = \frac{\Delta\bar{Q}_{\sigma}}{D}$ — constanta elastică echivalentă.

O valorificare exactă din punct de vedere practic, cînd este luată în considerare constanta de timp Tj a mecanismului de măsurare (relaţia 4), rămîne posibilă cînd $\left(1 + \frac{D}{q_{sm}}\right) - 1 \leqslant q$. De asemenea, în cazul unor amplitudini $q_{\bar{\alpha},\bar{\beta}}$ mai mari decît $D = 2q_0$ pentru un acelaşi reglaj al mecanismului de măsurare, nu este aşteptată creşterea constantei de timp Tj, existînd după observaţiile autorilor o tendinţă de micşorare a acesteia, fapt care judecă aparent nefavorabil capacitatea informaţională a mecanismului de măsurare.

În tabelul 1, pentru aparatele comparatoare cele mai frecvent utilizate în tehnica măsurării lungimilor sînt daţi după caz indicatorii valorii informaţionale, valori calculate în cazul solicitărilor prin operaţii de măsurare tip $\bar{\alpha}$, $\bar{\beta}$, cu $q_{\bar{\alpha},\bar{\beta}} = D$. Faţă de datele din tabelul 1 se face precizarea că în locul erorii entropice de măsurare exprimate sub formă relativă (δ_{er}) au fost utilizate valorile tolerate ale erorii relative de justeţe. Analiza datelor din tabelul 1 conduce la următoarele concluzii, considerate ca foarte importante pentru dezvoltarea şi perfecţionarea mecanismelor de măsurare:

— calitatea mecanismelor de măsurare este suficient de bine exprimată prin indicatorii valorii informaţionale;

— pentru acelaşi tip constructiv de mecanism de măsurare, creşterea intervalului de măsurare conduce la scăderea indicelui „informaţional energetic", cu toate că raportul dintre intervalul de măsurare şi valoarea diviziunii rămîne constant;

— indicatorul „informaţional energetic", chiar şi la cele mai bune mecanisme de măsurare sînt cu mult mai mici decît unitatea, ceea ce precizează existenţa unei mari rezerve pentru o perfecţionare posibilă (de natură tehnologică), dar care după datele tabelului 1 pînă în prezent nu a fost întrebuinţată.

BIBLIOGRAFIE

1. *Moga, Al.,* ş.a.*:* Probleme actuale ale metrologiei — Studiu de sinteză ODPT — MICM, 1970.
2. *Aparin, G.A.*ş.a.*:* Toleranţe şi măsurări tehnice. Editura tehnică, Bucureşti, 1956.
3. *Lăzărescu, I.* ş.a.*:* Toleranţe şi măsurări tehnice, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
4. *Secciani, A.:* Metrologia — teoria e pratica nelle lavorazioni meccaniche. Editoriale tecnico macchine — Milano, 1972.
5. *Leinweber, P.:* La précision des appareils de mesure, Revue d'Iena, 256—1965.
6. *Woschini, E. G.:* Informationstheoret Verghleich der analogen und digitalen Messung. Messen — Steurn — Reglen, nr. 11 — 1965.
7. *Shannon K.:* Raboti po teorii informaţii i kibernetikii, Maşghiz, Moskva, 1965.
8. *Nowizki, P. W.:* Grundlagen der Informaţionstheorie von Messeinrichtungen, Verlag Energija, Moskwa, 1968.

◆

CZ ; 621-55

Aspecte ale proiectării regulatoarelor de viteză cu oscilație proprie, libere

Asist. Silvia IONESCU — MUSCEL — Institutul politehnic — București, catedra de mecanică fină

Necesitatea asimilării în producție a contoarelor cu dublu tarif, care prezintă avantajul înregistrării diferențiate a consumului de energie electrică pe intervale distincte de timp, impune cercetarea și rezolvarea unor probleme legate de dinamica regulatorului de viteză, regulator ce condiționează funcționarea corectă a întregului contor.

Întrucît regulatoarele de viteză se execută de către firme specializate, într-o gamă tipodimensională variată, se pune problema ca pentru realizarea unui anumit contor să se aleagă regulatorul cu caracteristicile tehnice optime. Desigur, problema se poate pune și invers, adică dispunînd de un anumit regulator de viteză ale cărui caracteristici tehnice sînt cunoscute, să se proiecteze corespunzător mecanismul de ceas al contorului. Este deci necesar să se determine relațiile de dependență dintre parametrii regulatorului și momentul motor transmis la axul roții ancorate a regulatorului, prin intermediul mecanismului de ceas al contorului. De la început precizăm că de regulă la aceste contoare se folosesc regulatoare de viteză cu balansier libere, cu oscilație proprie, de tip Anker (fig. 1). Unghiurile parcurse succesiv de balansier în decursul unei perioade sînt arătate în figura 2.

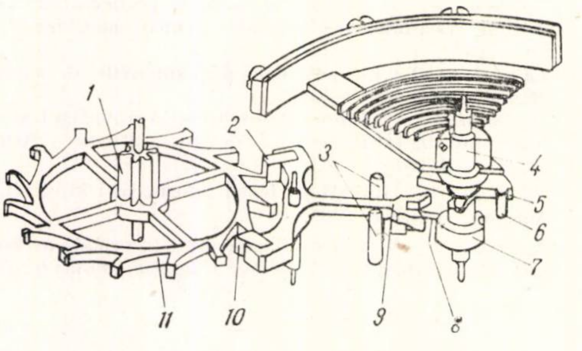


Fig. 1. Construcția regulatorului Anker

1 — pinion ; 2 — paletă de intrare ; 3 — știfturi limitatoare ; 4 — axul balansierului ; 5 — rolă de impuls ; 6 — elipsă ; 7 — rolă de protecție ; 8 — lance ; 9 — furcă ; 10 — paletă de ieșire ; 11 — roată ancorată.

Pentru alcătuirea ecuației de mișcare a sistemului oscilant balansier-arc spiral, aflat în interacțiune cu mecanismul de ancorare, considerăm momentele ce lucrează asupra oscilatorului :

— **momentul furnizat de arcul spiral** $M_1 = K(\varphi + \varepsilon\varphi^3)$. (1)

unde :

ε este coeficientul de neliniaritate al arcului,
K — rigiditatea specifică a arcului,
φ — unghiul de deviație al balansierului față de poziția de echilibru.

— **momentul dat de forța de greutate, acționînd pe balansierul neechilibrat, dispus în plan vertical** $M_0 = G_1 \sin(\beta + \varphi)$, (2)

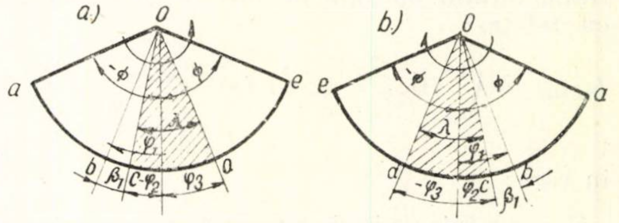


Fig. 2. Unghiurile parcurse de balansier în decursul unei perioade

$\widehat{aOb}$ — primul unghi suplimentar ; $\widehat{bOc} = \beta_1$ — unghiul de eliberae ;
$\widehat{COd} = \lambda$ — unghiul de impuls ; $\widehat{dOe}$ — al doilea unghi suplimentar.

unde :

G este greutatea balansierului ;
l — distanța dintre centrul de rotație și centrul de greutate al balansierului ;
β — unghiul dintre dreapta ce unește cele două centre și verticala trecînd prin centrul de greutate.

Momentul de frecare care acționează asupra oscilatorului poate fi considerat ca sumă a momentelor datorite frecării constante în lagărele axului balansierului $\left(M_f \frac{\dot\varphi}{|\dot\varphi|}\right)$, a frecării vîscoase cu mediul înconjurător ($M = h\dot\varphi$, unde h este coeficientul de rezistență introdus de frecarea vîscoasă, iar $\dot\varphi$ viteza unghiulară a oscilatorului), a frecării interioare în materialul elementului elastic

$$M = b\Phi^P \sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\Phi}\right)^2}\frac{\dot\varphi}{|\dot\varphi|},$$

unde :

b este coeficientul dependent de materialul, forma și dimensiunile elementului elastic ;
P — constantă ;
Φ — amplitudinea oscilației.

Expresia momentului rezistent datorit frecărilor devine astfel :

$$M_3 = M_f \frac{\dot\varphi}{|\dot\varphi|} + h\dot\varphi + b\Phi^P \sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\Phi}\right)^2}\frac{\dot\varphi}{|\dot\varphi|}. \quad (3)$$

În afară de M_1, M_2, M_3, asupra sistemului oscilant acționează momentul motor transmis de roata ancorată, prin intermediul furcii : $M_4 = f(\varphi, \dot{\varphi})$.

La mișcarea balansierului în sens trigonometric, spre poziția de echilibru (fig. 2, a) are loc lovitura balansierului de furca imobilă (la $\varphi = -\varphi_1$). Momentul rezistent transmis balansierului va fi :

$$I_0 \dot{\varphi} \delta(\varphi + \varphi_1), \tag{5}$$

unde I_0 este impulsul la șoc, iar $\delta(\varphi + \varphi_1)$ funcția Dirac, determinată de condițiile :

$$\delta(\varphi + \varphi_1) = 0 \text{ la}$$

$$\varphi + \varphi_1 \neq 0 \text{ și}$$

$$\int_{\varphi_1 - 0}^{\varphi_1 + 0} \delta(\varphi + \varphi_1)\, d\varphi = 1.$$

După lovirea furcii de către balansier acesta rotește furca, învingînd momentul de atragere (momentul de apăsare al furcii pe știftul limitator, datorit orientării corespunzătoare a suprafeței de repaus a paletei în raport cu dintele roții ancorate). Acest moment se numește moment de eliberare *Me* și acționează pe oscilator în faza descrisă anterior. În timpul alunecării dintelui roții ancorate pe suprafața de impuls a paletei și apoi a muchiei posterioare a paletei pe suprafața de impuls a dintelui, pe balansier acționează momentul de impuls (M_i).

Se poate scrie :

$$M_e = E_e . M_r \text{ și } M_i = F_i . M_r, \tag{6}$$

unde :

M_r este momentul motor care acționează pe axul roții ancorate ;

F_i — valoarea medie a funcției de impuls,

E_e — valoarea medie a funcției de eliberare.

Funcțiile de impuls și de eliberare caracterizează modul de transmitere a momentului motor de la roata ancorată la furcă și de la aceasta la balansier. Valorile lor depind de dimensiunile liniare și unghiulare ale regulatorului și de unghiul de rotație curent al balansierului. Ecuația de mișcare a balansierului, avînd moment de inerție I, va fi :

$$I = M_1 + M_2 + M_3 + M_4, \tag{7}$$

sau :

$$I\varphi + K\varphi = K\Big[-\varepsilon\varphi^3 - \frac{h}{K}\dot{\varphi} - \frac{b}{K}\Phi^P\sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\Phi}\right)^2}\frac{\dot{\varphi}}{|\dot{\varphi}|} - \frac{M_f}{K}\frac{\dot{\varphi}}{|\dot{\varphi}|} - \frac{Gl}{K}\sin(\beta+\varphi) + \frac{1}{\mathrm{K}}f(\varphi, \dot{\varphi}). \tag{8}$$

Notînd :

$$F(\varphi, \dot{\varphi}) = -\varepsilon\varphi^3 - \frac{h}{K}\dot{\varphi} - \frac{M_f}{K}\frac{\dot{\varphi}}{|\dot{\varphi}|} - \frac{b}{K}\Phi^P\sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\Phi}\right)^2}\frac{\dot{\varphi}}{|\dot{\varphi}|} - \frac{Gl}{K}\sin(\beta+\varphi) + \frac{1}{K}f(\varphi, \dot{\varphi})\Big], \tag{9}$$

se obține :

$$\ddot{\varphi} + n^2\varphi = n^2 F(\varphi, \dot{\varphi}),\ n^2 = \frac{K}{I}. \tag{10}$$

Soluția acestei ecuații este de forma : $\varphi = \Phi \sin(nt + \psi)$, în care amplitudinea Φ și faza inițială ψ se schimbă lent, funcție de timp (t). Pentru determinarea funcțiilor Φ și ψ se pune condiția ca viteza oscilatorului să aibă aceeași formă ca și la valori constante ale funcțiilor Φ și ψ ; considerăm de asemenea că în decursul unei perioade de oscilație mărimile $\frac{d\Phi}{dt}$ și $\frac{d}{dt}$ sînt constante. Se obține astfel :

$$\begin{aligned} \frac{d\Phi}{dt} &= nF(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) \cos \eta, \\ \frac{d\psi}{dt} &= -\frac{n}{\Phi} F(\Phi \sin \eta), \Phi n \cos \eta) \sin \eta, \end{aligned} \tag{11}$$

unde : $\eta = nt + \psi$.

Funcția neliniară $F(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta)$ poate fi considerată ca o sumă de termeni neliniari :

$$F(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) = \sum_{i=1}^{n} f_i(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta). \tag{12}$$

Se descompune fiecare termen în serie Fourier, și avînd în vedere că în mecanismele de ceas funcțiile neliniare sînt astfel încît primul termen (cel liber) este nul, se obține :

$$\begin{aligned} f_1(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) &= q_1 \sin \eta + h_1 \cos \eta, \\ f_2(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) &= q_2 \sin \eta + h_2 \cos \eta, \\ &\vdots \\ f_i(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) &= q_i \sin \eta + h_i \cos \eta. \end{aligned} \tag{13}$$

Coeficienții liniarizării armonice q_i și h_i apar ca funcții de amplitudinea oscilației și de parametrii de bază ai mecanismului de ceas și se determină din relațiile :

$$\begin{aligned} q_i &= \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} f_i(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) \sin \eta\, d\eta ; \\ h_i &= \frac{1}{\pi}\int_0^{2\pi} f_i(\Phi \sin \eta, \Phi n \cos \eta) \cos \eta\, d\eta. \end{aligned} \tag{14}$$

Tabelul 1

Coeficienţii liniarizării armonice

Denumirea funcţiei	Exprimarea analitică	Intervalul unghiului de rotire al oscilatorului	Coeficienţii liniarizării armonice	
			h_i	q_i
Momentul de impuls la primul şoc	$-\frac{I_0}{K}\dot{\varphi}\delta(\varphi+\varphi_1)$ $\varphi<0$	*la* $\varphi=-\varphi_1$	$-\frac{I_0 n}{\pi K}\sqrt{1-\left(\frac{\varphi_1}{\Phi}\right)^2}$	$\frac{I_0 n\varphi_1}{\pi K\Phi}$
Momentul de eliberare	$-E_e\frac{M_r}{K}$	de la $-\varphi_1$ la $-\varphi_2$	$-\frac{E_e M_r}{\pi K}\frac{(\varphi_1-\varphi_2)}{\Phi}$ $\beta_1=\varphi_1-\varphi_2$	$\frac{E_e M_r}{\pi K}\beta_1\frac{(\varphi_1+\varphi_2)}{2\Phi^2}$ (la $\varphi_1, \varphi_2 \ll \Phi$)
Momentul de impuls la cel de-al doilea şoc	$-\frac{I_0}{K}\dot{\varphi}\delta(\varphi-\varphi_3)$ $\varphi>0$	la $\varphi=-\varphi_3$	$-\frac{I_0 n}{\pi K}\sqrt{1-\left(\frac{\varphi_3}{\Phi}\right)^2}$	$-\frac{I_0 n\varphi_3}{\pi K\Phi}$
Funcţia care caracterizează neliniaritatea momentului arcului spiral	$-\varepsilon\varphi^3$	de la $-\Phi$ la Φ şi de la Φ la $-\Phi$	0	$-\frac{3}{4}\varepsilon\Phi^3$
Momentul frecării vîscoase care acţionează pe oscilator	$-\frac{h}{K}\dot{\varphi}$	,,	$-\frac{h\Phi n}{K}$	0
Momentul frecării uscate care acţionează asupra oscilatorului	$-\frac{M_f}{K}\frac{\dot{\varphi}}{\lvert\dot{\varphi}\rvert}$	,,	$-\frac{4}{\pi}\frac{M_f}{K}$	0
Momentul frecării interioare în elementul elastic	$-\frac{b}{K}\Phi^{P}\sqrt{1-\left(\frac{\varphi}{\Phi}\right)^2}\frac{\dot{\varphi}}{\lvert\dot{\varphi}\rvert}$	,,	$-\frac{b}{K}\Phi^{P}$	0
Momentul dat de dezechilibrarea balansului	$-\frac{Gl}{K}\sin(\beta+\varphi)$	de la $-\Phi$ la Φ şi de la Φ la $-\Phi$	0	$-Gl\Phi S(\Phi)\cos\beta$ unde : $S(\Phi)=1-\frac{\Phi^2}{2^2\cdot 2(1!)^2}+\frac{\Phi^4}{2^4\cdot 3(2!)^2}+\cdots$
Momentul de impuls	$F_i\frac{M_r}{K}$	de la $-\varphi_2$ la φ_3	$\frac{F_i M_r}{\pi K}\frac{(\varphi_2+\varphi_3)}{\Phi}$	$-\frac{F_i M_r}{\pi K}\lambda\frac{(\varphi_2-\varphi_3)}{2\Phi^2}$ (la $\varphi_2, \varphi_3 \ll \Phi$)

Din relaţiile (11), (12), (13), se obţine :

$$\frac{d\Phi}{dt}=\frac{n}{2}\left[h_1(\Phi)+h_2(\Phi)+h_3(\Phi)+\ldots+h_i(\Phi)\right], \tag{15}$$

$$\frac{d\psi}{dt}=\frac{n}{2\Phi}\left[q_1(\Phi)+q_2(\Phi)+q_3(\Phi)+\cdots+q_i(\Phi)\right]. \tag{16}$$

Metoda liniarizării armonice, deşi aproximativă, asigură o precizie satisfăcătoare calculelor inginereşti, dat fiind faptul că mişcarea de autooscilaţie a balansierului se apropie de cea a sistemului liniar conservativ (membrul drept al ecuaţiei (10) este mic).

Regimul staţionar de autooscilaţie, caracterizat prin amplitudinea staţionară Φ_s, are loc în cazul în care :

$$\frac{d\Phi}{dt}=0, \text{ adică } \sum_{i=1}^{n} h_i(\Phi_s)=0. \tag{17}$$

Frecvenţa oscilaţiei va fi :

$$n_s=n+\frac{d\psi}{dt},$$

iar perioada acesteia :

$$T_1=\frac{2\pi}{n_s}=\frac{2\pi}{n\left(1+\frac{1}{n}\frac{d\psi}{dt}\right)}.$$

Rezultă variaţia relativă a perioadei :

$$\frac{T_1-T}{T}=\frac{\Delta T}{T}=-\frac{1}{n}\frac{d\psi}{dt} \tag{18}$$

precum şi eroarea duirnă :

$$\Omega=86400\frac{\Delta T}{T}=\frac{1}{2\Phi}\sum_{i=1}^{n} q_i(\Phi). \tag{19}$$

Înlocuind valorile coeficienţilor liniarizării armonice în relaţiile (15) şi (16) şi avînd în vedere că în timpul unei perioade complete se transmit balansului două impulsuri şi au loc două lovituri asupra furcii imobile, se obţine :

$$\frac{d\Phi}{dt}=\frac{n}{2\pi\Phi}\left(\frac{\pi hn\Phi^2}{K}-4\frac{M_f}{K}\Phi-\frac{\pi b\Phi^{P+1}}{K}+\right.$$

$$\left.+2F_i\frac{M_r}{K}\lambda-2E_e\frac{M_r}{K}\beta_1-\frac{2I_0n}{K}\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}\right), \quad (20)$$

$$\frac{d\psi}{dt}=-n\left[-\frac{3}{8}\varepsilon\Phi^2-\frac{G_l}{2K}S(\Phi)\cos\beta-\right.$$

$$\left.-F_i\frac{M_r}{K}\lambda\frac{(\varphi_2-\varphi_3)}{2\pi\Phi^3}+\frac{I_0n\varphi_1}{\pi K\Phi^2}\right]\cdot \quad (21)$$

Expresia $I_0n\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}$ reprezintă energia pierdută de balansier în urma întîlnirii cu furca. Dacă $\dot\varphi_1$ şi $\dot\varphi_{11}=S\dot\varphi_1$ sînt vitezele unghiulare ale balansierului înainte de şoc şi respectiv după şoc, iar S coeficientul ce caracterizează micşorarea vitezei balansierului în urma şocului $(S<1)$, atunci :

$$I_0n\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}=\frac{I}{2}(\dot\varphi_1^2-S^2\dot\varphi_1^2)\cdot$$

Deoarece viteza unghiulară a balansierului este $\dot\varphi_1=n\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}$, la $\varphi=-\varphi_1$, rezultă :

$$I_0=\frac{I(1-S^2)}{2}n\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}\cdot \quad (22)$$

Înlocuind valoarea lui I_0 din relaţia (22) în relaţiile (20) şi (21), luînd $P=2$ şi făcînd notaţiile :

$$\rho=\frac{M_f}{K},\quad b_0=\frac{hn}{K}=\frac{h}{\sqrt{IK}},$$

se obţine :

$$\frac{d\Phi}{dt}=\frac{n}{2\pi Q}\left[-\pi b_0\Phi^2-4\rho\Phi-\frac{\pi b\Phi^3}{K}+\right.$$

$$\left.+2F_i\frac{M_r}{K}\lambda-2E_e\frac{M_r}{K}\beta_1-(1-S^2)(\Phi^2-\varphi_1^2)\right] \quad (23)$$

$$\frac{d\psi}{dt}=-\left[-\frac{3}{8}\varepsilon\Phi^2-\frac{F_i}{2\pi\Phi^3}\frac{M_r}{K}\lambda(\varphi_2-\varphi_3)+\right.$$

$$+\frac{E_e}{2\pi\Phi^3}\frac{M_r}{K}\beta_1(\varphi_1+\varphi_2)+\frac{Gl}{2K}S(\Phi)\cos\beta+$$

$$\left.+\frac{(1-S^2)\varphi_1\sqrt{\varphi^2-\varphi_1^2}}{2\pi\Phi^2}\right]\cdot \quad (24)$$

Regimul staţionar de autooscilaţie se obţine atunci cînd cantitatea de energie primită de oscilator în decursul unei perioade este egală cu cantitatea de energie pierdută în aceeaşi perioadă $\left(\frac{d\Phi}{dt}=0\right)\Big)$

Ca urmare :

$$-\pi b_0\Phi_S^2-4\rho\Phi_S-\frac{\pi b\Phi_S^3}{K}+$$

$$+2F_i\lambda\frac{M_r}{K}-(1-S^2)(\Phi_S^2-\varphi_1^2)=0 \quad (25)$$

unde : Φ_S este amplitudinea oscilaţiei în regim staţionar.

Relaţia (25) permite determinarea momentului motor pe roata ancorată la o valoare dată a amplitudinii (Φ_S) :

$$\frac{M_r}{K}=\frac{\pi b_0\Phi_S^2+4\rho\Phi_S+\frac{\pi b\Phi_S^3}{K}+(1-S^2)(\Phi_S^2-\varphi_1^2)}{2(F_i\lambda-E_e\beta_1)}. \quad (26)$$

Pe baza relaţiilor (18) şi (24) se determină variaţia relativă a perioadei $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)$ şi eroarea diurnă a ceasului (Ω) :

$$\frac{\Delta T}{T}=\frac{\Omega}{86\,400}=\left[-\frac{3}{8}\varepsilon\Phi^2\frac{F_i}{2\pi\Phi^3}\frac{M_r}{K}\lambda(\varphi_2-\varphi_3)+\right.$$

$$+\frac{E_e}{2\pi\varphi^3}\frac{M_r}{K}\beta_1(\varphi_1+\varphi_2)+\frac{(1-S^2)\varphi_1\sqrt{\Phi^2-\varphi_1^2}}{2\pi\Phi^2}+$$

$$\left.+\frac{Gl}{2K}S(\Phi)\cos\beta\right]\cdot \quad (27)$$

Relaţiile (26) şi (27), care zugrăvesc dependenţa dintre diverşii parametri ai regulatorului, permit efectuarea calculului dinamic.

Valorile caracteristicilor tehnice ale regulatorului studiat, determinate experimental sau prin calcul şi care au constituit datele iniţiale ale problemei, sînt următoarele :

— numărul de dinţi ai roţii ancorate	$z=15$;
— unghiul de cuprindere al ancorei	$2\alpha=60°$
— unghiul de ridicare al furcii	$\theta_1=11°40'$;
— unghiul de ridicare al balansierului	$\theta_2=47°40'$;
— unghiul drumului pierdut	$\varepsilon_p=0°30'$;
— unghiul de repaus	$\gamma_r=2°40'$;
— raza cercului activ al roţii ancorate	$R=4{,}34$ mm ;
— distanţa dintre centrele de rotaţie ale balansierului şi cel al furcii	$L=5{,}12$ mm ;
— lăţimea unghiulară a paletei	$\psi_p=5°$;
— lăţimea unghiulară a dintelui	$\psi_d=4°40'$;
— momentul de inerţie al balansierului	$I=42$ gmm^2 ;
— momentul de inerţie al furcii şi ancorei	$I_a=0{,}15$ gmm^2 ;
— momentul de inerţie al roţii ancorate	$I_{r\acute{a}}=0{,}5$ gmm^2 ;
— perioada de oscilaţie	$T=0{,}4$ s ;
— rigiditatea specifică a arcului spiral :	$K=\frac{4\pi^2 I}{T^2}=$ $=103{,}5258\times10^{-4}$ Nmm ;
— unghiul de impuls	$\lambda=33°12'$
— unghiul de eliberare	$\beta_1=11°23'$

Valorile medii ale funcţiei de impuls şi de eliberare determinate pentru un coeficient de frecare adoptat $\mu = 0{,}15$ sînt:

$$F_i = 0{,}20495$$

şi respectiv $E_e = 0{,}05555$.

Avînd în vedere că ceasul lucrează în poziţie verticală (axul balansierului orizontal), coeficientul frecării în lagărele balansierului va fi:

$$\rho = -\frac{G\mu r}{K},$$

unde r este raza fusuiul.

A rezultat: $\rho = 0{,}04$.

Dat fiind faptul că momentul de inerţie al balansierului este mult mai mare decît cel al furcii, $S \cong 1$.

Coeficientul $b_0 = \dfrac{h}{IK}$ unde h reprezintă coeficientul de rezistenţă la frecarea vîscoasă are valoarea 0,00002.

Se recomandă următorul mers de calcul: pentru valori ale amplitudinii cuprinse între 100° şi 300° se determină cu ajutorul relaţiei (26) valorile corespunzătoare ale raportului $\dfrac{M_r}{K}$. Apoi pentru fiecare pereche de valori $\dfrac{M_r}{K}$, Φ se determină cu ajutorul relaţiei (27) variaţia relativă a perioadei $\dfrac{\Delta T}{T}$, respectiv eroarea diurnă Ω. Rezultatele calculului sînt date în tabelul (2), iar caracteristicile dinamice: $\Phi = f\left(\dfrac{M_r}{K}\right)$, $\dfrac{\Delta T}{T} = f(\Phi)$ şi $\Omega = f\left(\dfrac{M_r}{K}\right)$ în figura 3.

Tabelul 2

Φ_0	$\frac{M_r}{K}$	$\frac{\Delta T}{T}$	Ωs
100	1,2970	$9{,}4408 \times 10^{-4}$	81,2227
120	1,5566	$6{,}6529 \times 10^{-4}$	57,4811
140	1,8163	$4{,}7909 \times 10^{-4}$	41,3935
160	2,0761	$3{,}6675 \times 10^{-4}$	31,6869
180	2,3359	$2{,}8992 \times 10^{-4}$	25,0490
200	2,5957	$2{,}3483 \times 10^{-4}$	20,2897
220	2,8557	$1{,}9438 \times 10^{-4}$	16,7947
240	3,1157	$1{,}6308 \times 10^{-4}$	14,0900
260	3,3706	$1{,}3844 \times 10^{-4}$	11,9609
280	3,6359	$1{,}1959 \times 10^{-4}$	10,3327
300	3,8962	$1{,}0437 \times 10^{-4}$	9,0176

Pentru a pune în evidenţă influenţa frecării în lagărele axului balansierului asupra caracteristicilor dinamice ale regulatorului, calculul s-a repetat pentru mai multe valori ale lui ρ. Pe baza acestor grafice se poate stabili în funcţie de intervalul de amplitudini în care dorim să

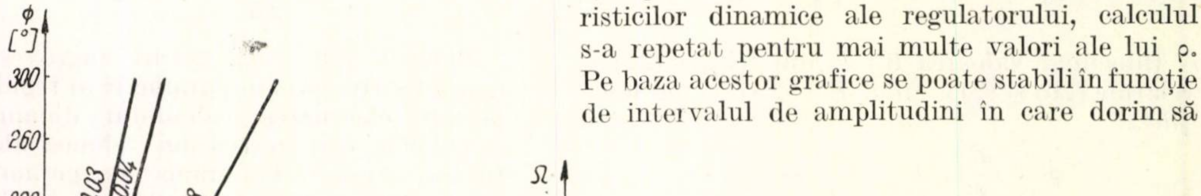


Fig. 3. Caracteristicile dinamice ale regulatorului.

lucreze regulatorul (se recomandă $\Phi \in [200^\circ + 280^\circ]$, valorile limită ale raportului $\frac{M_r}{K}$, respectiv $\left(\frac{M_r}{K}\right)_{max}$ şi $\left(\frac{M_r}{K}\right)_{min}$.

Cunoscînd rigiditatea arcului spiral K se poate determina valoarea maximă şi minimă a momentului motor redus la axul roţii ancorate (fig. 3,a).

De asemenea, pentru intervalul de variaţie admis pentru momentul motor se poate determina eroarea diurnă (fig. 3,b). Pe măsură ce momentul motor se micşorează eroarea diurnă va creşte; în acelaşi sens de micşorare a preciziei ceasului acţionează şi mărirea coeficientului frecării în lagăre ρ. Pe baza analizei caracteristicilor dinamice ale regulatorului se pot găsi valorile optime ale parametrilor acestuia, astfel încît să se asigure precizia dorită.

BIBLIOGRAFIE

1. *Akselrod, Z. M.:* Regulatorî scorosti v priborostroieni Izd. Maşinostroienie, Moskva, 1949.
2. *Spolianski, V. A.:* Spuskovîie regulatorî priborov vremeni, Izd. Maşinostroienie, Moscva, 1963.
3. *Haag, J.:* Problems de theorie generale des oscilations et de Chronometrie. Paris, 1960.
4. *Bulenin, N. V.:* Elementî teorii nelineinîh colebanii. Sudpromghiz, Leningrad, 1962.
5. *Ionescu-Muscel Silvia:* Metodologia de calcul şi proiectare a regulatoarelor de viteză cu oscilaţie proprie, libere. Institutul politehnic, Bucureşti, 1975.

CZ: 621-231

Metodă analitică de analiză cinematică a mecanismelor plane

Conf. dr. ing. Iulian **POPESCU** — Universitatea din Craiova

1. Generalităţi

Sînt cunoscute o serie de metode analitice de analiză şi sinteză a mecanismelor, metode care oferă o precizie ridicată de calcul şi care permit folosirea calculatoarelor numerice [1, 2, 7, 12]. Metoda prezentată în continuare, bazată pe studiul geometric al deplasărilor şi pe calculul matriceal al vitezelor, al acceleraţiilor, al forţelor de inerţie şi al reacţiilor din cuple, oferă avantajul tratării unitare a tuturor aspectelor analizei mecanismelor şi este elaborată astfel încît să poată fi folosite calculatoarele numerice. Metoda este utilă şi sub aspect didactic, fiind uşor de însuşit şi necesitînd cunoştinţe minime din alte specialităţi.

2. Studiul deplasărilor

Din considerente dinamice [2, 5, 8, 11] se stabilesc legile de mişcare ale elementelor conducătoare 1 şi 4:

$$\varphi_1 = \varphi_1(t)$$

$$\varphi_4 = \varphi_4(t).$$

Eliminînd timpul t între cele două ecuaţii rezultă:

$$\varphi_4 = \varphi(\varphi_1) \tag{1}$$

2.1. *Diada de aspectul 1 (fig. 1)*

Se calculează coordonatele punctelor de intrare B şi D:

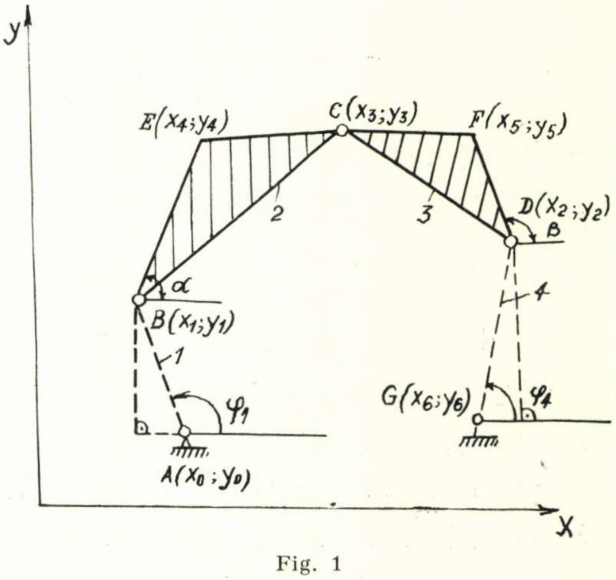


Fig. 1

$$\begin{aligned} x_1 &= x_0 + L_1 \cos \varphi_1; \\ y_1 &= y_0 + L_1 \sin \varphi_1; \\ x_2 &= x_6 + L_4 \cos \varphi_4; \\ y_2 &= y_6 + L_4 \sin \varphi_4, \end{aligned} \tag{2}$$

unde x_0, y_0, x_6, y_6, L_1, L_2, L_3, L_4 sînt constante date inițial, iar φ_1 și φ_4 legate prin relația (1).

Pe baza figurii 1 se scriu relațiile :

$$\begin{aligned}&(x_3-x_1)^2+(y_3-y_1)^2-L_2^2=0\,;\\&(x_3-x_2)^2+(y_3-y_2)^2-L_3^2=0\end{aligned}\qquad(3)$$

Se fac notațiile :

$$\begin{aligned}A&=-0{,}5(x_1^2+y_1^2-x_2^2-y_2^2-L_2^2+L_3^2)\,;\\B&=(y_2-y_1)^2\,(x_1^2+y_1^2-L_2^2)+\\&\quad+A^2-2y_1\,(y_2-y_1)A;\\C&=(y_2-y_1)^2+(x_2-x_1)^2\,;\\D&=2\,y_1\,(y_2-y_1)\,(x_2-x_1)-\\&\quad-2x_1\,(y_2-y_1)^2-2A\,(x_2-x_1),\end{aligned}\qquad(4)$$

și rezultă :

$$x_3=\frac{-D\pm\sqrt{D^2-4\,CB}}{2\,C};\qquad y_3=\frac{A-x_3\,(x_2-x_1)}{y_2-y_1}.\qquad(5)$$

Pentru cazurile în care interesează și vitezele altor puncte, de exemplu E și F (fig. 1), se consideră diada ca un cvadripol cinematic, astfel că se pot scrie relațiile :

$$\begin{aligned}&(x_4-x_1)^2+(y_4-y_1)^2-L_{BE}^2=0\,;\\&(x_4-x_3)^2+(y_4-y_3)^2-L_{CE}^2=0\,;\\&(x_5-x_2)^2+(y_5-y_2)^2-L_{FD}^2=0\,;\\&(x_5-x_3)^2+(y_5-y_3)^2-L_{FC}^2=0.\end{aligned}\qquad(6)$$

Se fac notațiile :

$$\begin{aligned}E&=\frac{-(x_1^2+y_1^2-x_3^2-y_3^2-L_{BE}^2+L_{CE}^2)}{2}\\F&=(y_3-y_1)^2\,(x_1^2+y_1^2-L_{BE}^2)+\\&\quad+E^2-2y_1\,(y_3-y_1)\,E\,;\\G&=(y_3-y_1)^2+(x_3-x_1)^2\,;\\H&=2y_1\,(y_3-y_1)\,(x_3-x_1)-\\&\quad-2x_1\,(y_3-y_1)^2-2E\,(x_3-x_1)\\K&=-0{,}5(x_2^2+y_2^2-x_3^2-y_3^2-L_{FD}^2+L_{FC}^2\,;\\M&=(y_3-y_2)^2\,(x_2^2+y_2^2-L_{FD}^2)+\\&\quad+K^2-2y_2\,(y_3-y_2)\,K;\\N&=(y_3-y_2)^2+(x_3-x_2)^2\\P&=2y_2\,(y_3-y_2)\,(x_3-x_2)-\\&\quad-2x_2\,(y_3-y_2)^2-2K\,(x_3-x_2),\end{aligned}\qquad(7)$$

rezultînd :

$$\begin{aligned}x_4&=\frac{-H\pm\sqrt{H^2-4\,GF}}{2\,G},\\y_4&=\frac{E-x_4\,(x_3-x_1)}{y_3-y_1},\\x_5&=\frac{-P\pm\sqrt{P^2-4NM}}{2\,N},\\y_5&=\frac{K-x_5(x_3-x_2)}{y_3-y_2}\end{aligned}\qquad(8)$$

2.2. Diada de aspectul 2 (fig. 2)

Considerînd diada ca un dipol cinematic, se scriu relațiile :

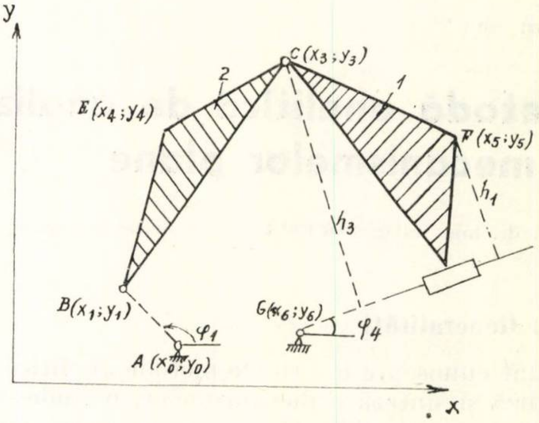


Fig. 2

$$\begin{aligned}&(x_3-x_1)^2+(y_3-y_1)^2-L_{BC}^2=0\,;\\&(x_3-x_2)\sin\varphi_4-(y_3-y_2)\cos\varphi_4-\\&\quad-L_{CK}\sin\beta_3=0\end{aligned}\qquad(9)$$

Se fac notațiile :

$$\begin{aligned}A&=\frac{-L_{CK}\sin\beta_3-x_2\sin\varphi_4+y_2\cos\varphi_4}{\cos\varphi_4}\\B&=x_1^2+A^2-2Ay_1+y_1^2-L_{BC}^2\,;\\C&=1+\mathrm{tg}^2\,\varphi_4\,;\\D&=2A\,\mathrm{tg}\,\varphi_4-2\,x_1-2\,y_1\,\mathrm{tg}\,\varphi_4,\end{aligned}\qquad(10)$$

astfel că rezultă :

$$\begin{aligned}x_3&=\frac{-D\pm\sqrt{D^2-4\,CB}}{2C},\\y_3&=A+x_3\,\mathrm{tg}\,\varphi_4\end{aligned}\qquad(11)$$

Pentru diada cvadripol cinematic se scriu relaţiile :

$$(x_4-x_1)^2+(y_4-y_1)^2-L_{EB}^2=0\,;$$

$$(x_4-x_3)^2+(y_4-y_3)^2-L_{EC}^2=0\,;$$

$$(x_5-x_3)^2+(y_5-y_3)^2-L_{CF}^2=0\,; \qquad (12)$$

$$(x_5-x_2)\sin\varphi_4-(y_5-y_2)\cos\varphi_4-$$

$$-L_{FK}\sin\gamma_3=0,$$

iar cu notaţiile :

$$K=\frac{-L_{FK}\sin\gamma_3-x_2\sin\varphi_4+y_2\cos\varphi_4}{\cos\varphi_4}$$

$$M=x_3^2+K^2-2Ky_3+y_3^2-L_{CF}^2\,; \qquad (13)$$

$$N=1+\mathrm{tg}^2\,\varphi_4\,;$$

$$P=2K\,\mathrm{tg}\,\varphi_4-2x_3-2y_3\,\mathrm{tg}\,\varphi_4,$$

rezultă :

$$x_5=\frac{-P\pm\sqrt{P^2-4NM}}{2N}\,; \qquad (14)$$

$$y_5=K+x_5\mathrm{tg}\,\varphi_4.$$

Expresiile pentru x_4 şi y_4 sînt cele de la diada de aspectul 1, respectiv relaţiile (8) cu notaţiile (7).

2.3. Diada de aspectul 3 (fig. 3)

Se scriu ecuaţiile :

$$(x_3-x_2)^2+(y_3-y_2)^2-L_{CD}^2=0\,;$$

$$(x_2-x_1)\sin(\varphi_2-\alpha_2)-(y_2-y_1)\cos(\varphi_2-\alpha_2)-$$

$$-L_{CD}\cos\delta=0\,; \qquad (15)$$

$$\mathrm{tg}(\varphi_2-\alpha_2)\frac{y_3-y_1}{x_3-x_1},$$

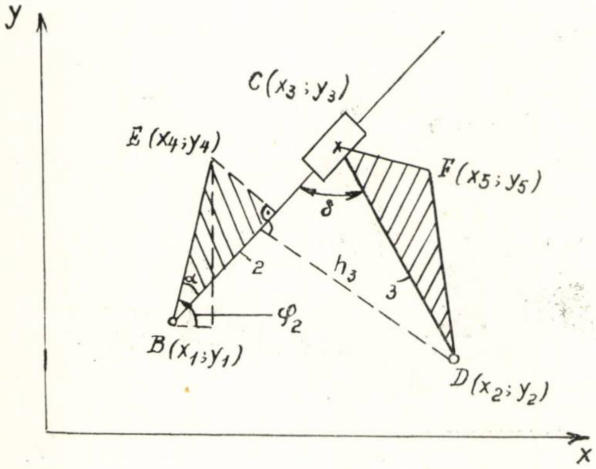


Fig. 3

astfel că folosind notaţiile :

$$A=\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2)\,;$$

$$C=1+\mathrm{tg}^2\,(\varphi_2-\alpha_2)\,;$$

$$B=x_2^2+y_1^2-2y_1x_1\,\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2)+x_1^2\mathrm{tg}^2\,(\varphi_2-$$

$$-\alpha_2)-2y_2y_1+2y_2x_1\,\mathrm{tg}^2(\varphi_2-\alpha_2)+y_2^2-L_{CD}^2=0\,;$$

$$D=-2x_2+2y_1\,\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2)-2x_1\,\mathrm{tg}^2\,(\varphi_2-$$

$$-\alpha_2)-2y_2\,\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2),$$

rezultă :

$$x_3=\frac{-D\pm\sqrt{D^2-4CB}}{2C}\,; \qquad (17)$$

$$y_3=y_1+(x_3-x_1)\,\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2).$$

Considerînd diada ca un cvadripol cinematic, se scrie :

$$(x_4-x_1)^2+(y_4-y_1)^2-L_{BE}^2=0\,;$$

$$(x_4-x_1)\sin(\varphi_2-\alpha_2)-(y_4-y_1)\cos(\varphi_2-\alpha_2)-$$

$$-L_{BE}\sin\alpha_2=0\,; \qquad (18)$$

$$\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2)=\frac{y_3-y_1}{x_3-x_1},$$

iar cu notaţiile :

$$E=\mathrm{tg}\,(\varphi_2-\alpha_2)\,;$$

$$G=1+E^2\,;$$

$$F=\mathrm{x}_1^2+E^2x_1^2+2E^2x_1\cdot L_{BE}\cdot\frac{\sin\alpha_2}{\sin(\varphi_2-\alpha_2)}+$$

$$+E^2L_{BE}^2\frac{\sin^2\alpha_2}{\sin^2(\varphi_2-\alpha_2)}-L_{BE}^2=0\,; \qquad (19)$$

$$H=-2x_1-2x_1E^2-2E^2\cdot L_{BE}\cdot\frac{\sin\alpha_2}{\sin(\varphi_2-\alpha_2)},$$

rezultă expresiile :

$$x_4=\frac{-H\pm\sqrt{H^2-4GF}}{2G}\,;$$

$$(20)$$

$$y_4=E(x_4-x_1)+y_1-E\cdot L_{BE}\cdot\frac{\sin\alpha_2}{\sin(\varphi_2-\alpha_2)}.$$

Pentru calculul coordonatelor x_5 şi y_5 se folosesc ultimele două relaţii din (6), rezultînd expresiile (8) date mai sus.

2.4. Diada de aspectul 4 (fig. 4)

Pe baza figurii 4 se pot scrie relațiile :

$$L_{GD} = \cos \varphi_4 = x_2 - x_6 ;$$

$$L_{GD} \sin \varphi_4 = y_2 - y_6 ;$$

$$L_{BM} \cos (\pi - \varphi_1) = x_0 - x_1 ;$$

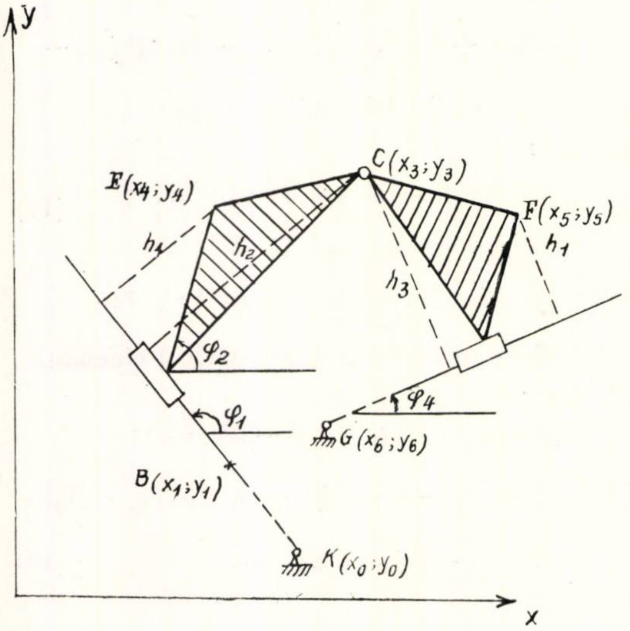


Fig. 4

$$L_{BM} \sin (\pi - \varphi_1) = y_1 - y_0 ; \qquad (21$$

$$(x_3 - x_1) \sin \varphi_1 - (y_3 - y_1) \cos \varphi_1 - h_2 = 0 ;$$

$$(x_3 - x_2) \cdot \sin \varphi_4 - (y_3 - y_2) \cos \varphi_4 - h_3 = 0.$$

Se pot deci calcula x_3 și y_3 :

$$x_3 = \frac{x_2 \sin \varphi_4 + A \cos \varphi_4 - y_2 \cos \varphi_4 + h_3}{\sin \varsigma_4 - \operatorname{tg} \varphi_1 \cos \varphi_4 ;} ; \qquad (22)$$

$$y_3 = x_3 \operatorname{tg} \varphi_1 + A.$$

unde :

$$A = \frac{- x_1 \sin \varphi_1 - h_2 + y_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_1}$$

Pentru diada cvadripol cinematic se scriu relațiile :

$$(x_4 - x_3)^2 + (y_4 - y_3)^2 - L_{EC}^2 = 0 ;$$

$$(x_4 - x_1) \sin \varphi_1 - (y_4 - y_1) \cos \varphi_1 - h_4 = 0 ;$$

$$(x_5 - x_3)^2 + (y_5 - y_3)^2 - L_{FC}^2 = 0 ; \qquad (23)$$

$$(x_5 - x_2) \sin \varphi_4 - (y_5 - y_2) \cos \varphi_4 - h_5 = 0.$$

Se fac notațiile :

$$E = \frac{1}{\cos \varphi_1} (- x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1 - h_4) ;$$

$$F = x_3^2 + E^2 - 2y_3 E + y_3^2 - L_{EC}^2 ; \qquad (24)$$

$$G = 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_1 ;$$

$$H = - 2x_3 + 2E \operatorname{tg} \varphi_1 - 2y_3 \operatorname{tg} \varphi_1 ;$$

$$K = \frac{1}{\cos \varphi_4} (- x_2 \sin \varphi_4 + y_2 \cos \varphi_4 - h_5) ;$$

$$P = - 2x_3 + 2K \operatorname{tg} \varphi_4 - 2y_3 \operatorname{tg} \varphi_4 ;$$

$$N = 1 + \operatorname{tg}^2 \varphi_4 ;$$

$$M = x_3^2 + K^2 - 2y_3 K + y_3^2 - L_{FC}^2,$$

astfel că rezultă :

$$x_4 = \frac{- H \pm \sqrt{H^2 - 4\,GF}}{2G} ; \qquad (25)$$

$$y_4 = x_4 \operatorname{tg} \varphi_1 + E ;$$

$$x_5 = \frac{- P \pm \sqrt{P^2 - 4\,NM}}{2N} ;$$

$$y_5 = x_5 \operatorname{tg} \varphi_4 + K$$

2.5. Diada de aspectul 5 (fig. 5)

Se scriu ecuațiile :

$$(x_3 - x_2) \sin \varphi_4 - (y_3 - y_2) \cos \varphi_4 - h_3 = 0 ;$$

$$\operatorname{tg} (\varphi_2 - \alpha_2) = \frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1} ; \qquad (26)$$

$$\varphi_2 - \alpha_2 = \pi - \delta - (\beta_3 - \varphi_4).$$

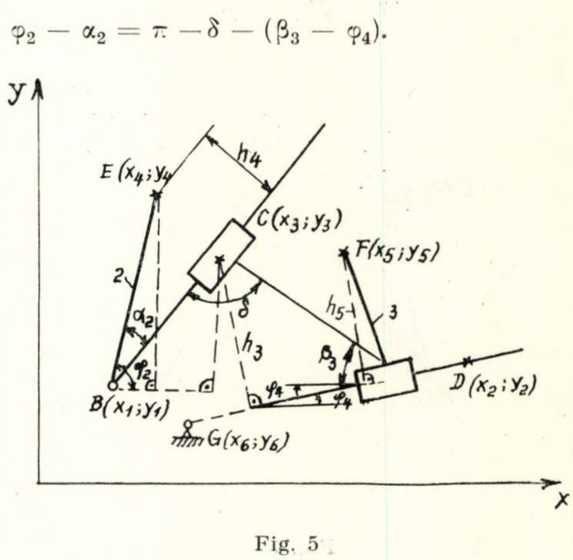


Fig. 5

din care rezultă :

$$x_3 = \frac{x_2 \sin \varphi_4 + A \cos \varphi_4 - y_2 \cos \varphi_4 + h_3}{\sin \varphi_4 - \mathrm{tg}\,(\varphi_2 - \alpha_2) \cos \varphi_4};$$

$$y_3 = x_3 \,\mathrm{tg}\,(\varphi_2 - \alpha_2) + A, \qquad (27)$$

unde :

$$A = y_1 - x_1 \,\mathrm{tg}\,(\varphi_2 - \alpha_2).$$

În cazul diadei cvadripol se pot scrie relaţiile :

$$(x_4 - x_1) \sin(\varphi_2 - \alpha_2) - (y_4 - y_1) \cos(\varphi_2 - \alpha_2) - h_4 = 0;$$

$$(x_4 - x_1)^2 + (y_4 - y_1)^2 - L_{EB}^2 = 0, \qquad (28)$$

obţinînd :

$$E = \frac{-\,x_1 \sin(\varphi_2 - \alpha_2) - h_4 + y_1 \cos(\varphi_2 - \alpha_2)}{\mathrm{ccs}\;(\varphi_2 - \alpha_2)}$$

$$x_4 = \frac{-H \pm \sqrt{H^2 - 4\,GF}}{2G};$$

$$\begin{cases} F = x_1^2 + E^2 - 2y_1 E + y_1^2 - L_{EB}^2\,; \\ G = 1 + \mathrm{tg}^2\;(\varphi_2 - \alpha_2)\,; \\ H = -\,2x_1 + 2E\,\mathrm{tg}(\varphi_2 - \alpha_2) - 2y_1\,\mathrm{tg}(\varphi_2 - \alpha_2)\,; \end{cases} \qquad (29)$$

$$y_4 = x_4\,\mathrm{tg}(\varphi_2 - \alpha_2) + E.$$

În mod similar se scrie :

$$(x_5 - x_2) \sin \varphi_4 - (y_5 - y_2) \cos \varphi_4 - h_5 = 0;$$

$$(x_4 - x_3)^2 + (y_5 - y_3)^2 - L_{FC}^2 = 0; \qquad (30)$$

$$\varphi_4 = \varphi_2 - \alpha_2 - \pi + \delta + \beta_3,$$

iar cu notaţiile :

$$K = \frac{1}{\cos \varphi_4}\,(-\,x_2 \sin \varphi_4 - h_5 + y_2 \cos \varphi_4);$$

$$P = -\,2x_2 + 2K\mathrm{tg}\;\varphi_4 - 2y_2\,\mathrm{tg}\;\varphi_4;$$

$$N = 1 + \mathrm{tg}^2\,\varphi_4; \qquad (31)$$

$$M = x_2^2 + K^2 - 2y_2\,K + y_2^2 - L_{FC}^2,$$

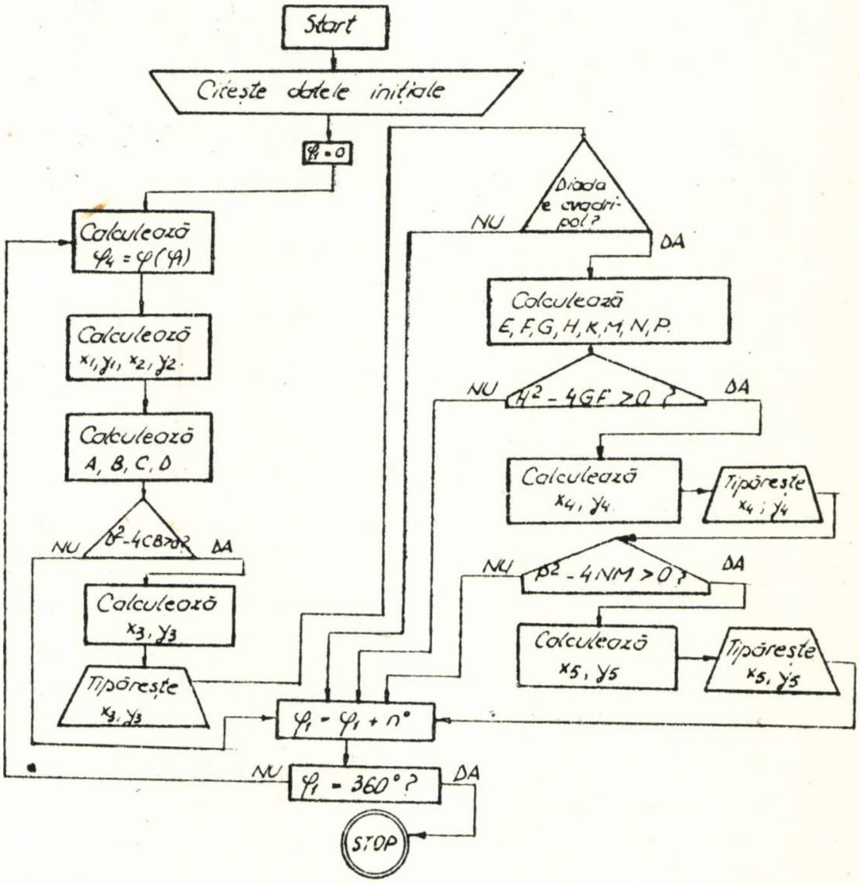
rezultă :

$$x_5 = \frac{-\,P \pm \sqrt{P^2 - 4\,NM}}{2N};$$

$$y_5 = x_5\,\mathrm{tg}\;\varphi_4 + K. \qquad (32)$$

2.6. *Schema logică*

În figura 6 este dată schema logică de calcul pentru o diadă (indiferent de aspect), folosind atît



Start
Citeşte datele iniţiale
$\varphi_1 = 0$
Calculează $\varphi_4 = \varphi(\varphi_1)$
Calculează x_1, y_1, x_2, y_2
Calculează A, B, C, D
NU
$B^2 - 4CB > 0$?
DA
Calculează x_3, y_3
Tipăreşte x_3, y_3
Diada e cvadripol?
NU
DA
Calculează E, F, G, H, K, M, N, P
NU
$H^2 - 4GF \geq 0$?
DA
Calculează x_4, y_4
Tipăreşte $x_4; y_4$
NU
$P^2 - 4NM > 0$?
DA
Calculează x_5, y_5
Tipăreşte x_5, y_5
$\varphi_1 = \varphi_1 + n°$
NU
$\varphi_1 = 360°$?
DA
STOP

Fig. 6

interpretarea diadei ca dipol cît şi ca un cvadripol. Pe baza acestei scheme logice se întocmeşte programul adaptat tipului de calculator respectiv. Se precizează că subrutinele vor fi diferite de la o diadă la alta, deoarece expresiile pentru A, B... P sînt diferite.

3. Viteze şi acceleraţii

Calculul vitezelor şi acceleraţiilor se face matriceal. În acest scop se folosesc ecuaţiile stabilite mai sus, care se derivează succesiv în raport cu timpul.

3.1. Diada de aspectul 1

Derivînd ecuaţiile (3) şi transcriind matriceal ecuaţiile obţinute, rezultă ecuaţia:

$$(v_c) = (W)^{-1}\,(U)\,(v) \tag{33}$$

valabilă pentru toate diadele interpretate ca dipol cinematic.

Pentru diada de aspectul 1, matricele din (33) sînt:

$$(v_c) = \begin{pmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \end{pmatrix};\ (W) = \begin{pmatrix} x_1 - x_3 & y_1 - x_3 \\ x_2 - x_3 & y_2 - y_3 \end{pmatrix};$$

$$(U) = \begin{pmatrix} x_1 - x_3 & y_1 - y_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & x_2 - x_3 & y_2 - y_3 \end{pmatrix};$$

$$(v) = \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix}. \tag{34}$$

Printr-o nouă derivare rezultă:

$$(a_c) = -\,(W)^{-1}\,[(U)\,(a) + (K)], \tag{35}$$

unde: (W) şi (U) sînt aceleaşi ca în (34), iar:

$$(a_c) = \begin{pmatrix} \ddot{x}_3 \\ \ddot{y}_3 \end{pmatrix};\ (a) = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{pmatrix}; \tag{36}$$

$$(K) = \begin{pmatrix} (\dot{x}_1 - \dot{x}_3)^2 + (\dot{y}_1 - \dot{y}_3)^2 \\ (\dot{x}_2 - \dot{x}_3)^2 + (\dot{y}_2 - \dot{x}_3)^2 \end{pmatrix}.$$

Pentru diada cvadripol cinematic, pentru derivarea ecuaţiilor (6) rezultă:

$$(V_1) = -\,(P_1)^{-1}[(R_1)\,(v) + (Q)\,(v_c)], \tag{37}$$

unde:

$$(V_1) = \begin{pmatrix} \dot{x}_4 \\ \dot{y}_4 \\ \dot{\alpha} \\ \dot{x}_5 \\ \dot{y}_5 \\ \dot{\beta} \end{pmatrix};$$

$$(P_1) = \begin{pmatrix} \operatorname{tg}\alpha & -1 & \dfrac{x_4 - y_1}{\cos^2\alpha} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \operatorname{tg}\beta & -1 & \dfrac{x_5 - x_2}{\cos^2\beta} \\ x_4 - x_1 & x_4 - x_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ x_4 - x_3 & y_4 - y_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_5 - x_3 & y_5 - y_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & x_5 - x_2 & y_5 - y_2 & 0 \end{pmatrix}; \tag{38}$$

$$(R_1) = \begin{pmatrix} -\operatorname{tg}\alpha & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\operatorname{tg}\beta & 1 \\ -(x_4 - x_1) & -(y_4 - y_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -(x_5 - x_2) & -(y_5 - y_2) \end{pmatrix};$$

$$(Q) = \begin{pmatrix} -(x_4 - x_3) & -(y_4 - y_3) \\ -(x_5 - x_3) & -(y_5 - y_3) \end{pmatrix};$$

$$(v) = \begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{y}_2 \end{pmatrix};\ (v_c) = \begin{pmatrix} \dot{x}_3 \\ \dot{y}_3 \end{pmatrix}.$$

Printr-o nouă derivare, rezultă:

$$(A) = -\,(P)^{-1}\,[(R_1)\,(a) + (Q)\,(a_c) + (Q_1)] \tag{39}$$

unde:

$$(A) = \begin{pmatrix} \ddot{x}_4 \\ \ddot{y}_4 \\ \ddot{\alpha} \\ \ddot{x}_5 \\ \ddot{y}_5 \\ \ddot{\beta} \end{pmatrix};\ (a) = \begin{pmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{y}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{y}_2 \end{pmatrix};$$

$$(Q_1) = \begin{pmatrix} C_1 \\ C_2 \\ (\dot{x}_4 - \dot{x}_1)^2 + (\dot{y}_4 - \dot{y}_1)^2 \\ (\dot{x}_4 - \dot{x}_3)^2 + (\dot{y}_4 - \dot{y}_3)^2 \\ (\dot{x}_5 - \dot{x}_3)^2 + (\dot{y}_5 - \dot{y}_3)^2 \\ (\dot{x}_5 - \dot{x}_2)^2 + (\dot{y}_5 - \dot{y}_2)^2 \end{pmatrix}; \tag{40}$$

$$C_1 = \dot{\alpha}\left[\frac{2\,(\dot{x}_4 - \dot{x}_1)}{\cos^2\alpha} + (x_4 - x_1)\cdot\frac{\sin 2\alpha}{\cos^4\alpha}\cdot\dot{\alpha}\right];$$

$$C_2 = \dot{\beta}\left[\frac{2\,(\dot{x}_5 - \dot{x}_2)}{\cos^2\beta} + (x_5 - x_2)\cdot\frac{\sin 2\beta}{\cos^4\beta}\cdot\dot{\beta}\right].$$

3.2. Diadele 2–5

Procedînd ca mai sus se obţin aceleaşi ecuaţii ca la diada de aspectul 1; matricele respective sînt date în [9].

4. Concluzii

Datele de mai sus permit calculul cinematic al mecanismelor plane, folosind calculatoare numerice. Pentru calculul cinetostatic şi dinamic se pot utiliza rezultatele din [2, 3, 4, 10].

BIBLIOGRAFIE

1. *Bogdan, R., Larionescu, D.:* Analiza armonică complexă şi mecanoelectrică a mecanismelor plane. Ed. Acad. R.S.R.—Bucureşti, 1968.
2. *Buculei, M.:* Analiza dinamică matriceală a mecanismelor plane, cu aplicaţie la un mecanism separator. În: Lucrările sesiunii de comunicări CCP—GUAME—Universitatea din Craiova, mai 1974.
3. *Buculei, M., Miţiş, S. Popescu, I.:* Calculul reacţiilor din cuplele cinematice ale mecanismelor aparatelor electrice, prin metode matriceale. În: „Electrotehnica“, 3/1974, pag. 101–105.
4. *Buculei, M., Miţis, S., Popescu, I.:* Contribuţii la analiza cinematică şi cinetostatică a mecanismelor plane folosind calculul matriceal. În: IFToMM International symposium on linkages and computer design methods". Bucharest, 1973, vol. A, A 16 pag. 204–217.
5. *Buculei, M., Popescu, I.:* Studiul matriceal al dinamicii mecanismelor acţionate cu resoarte. Lucrare prezentată la Cea de-a III-a sesiune ştiinţifică comună CIMAE-Univ. din Craiova, iunie 1974, 6 pag.
6. *Manolescu, N. I., Kovacs, Fr., Orănescu, A.:* Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Ed. did. şi. ped., Bucureşti, 1972.
7. *Pelecudi, Chr.:* Bazele analizei mecanismelor, Ed. Acad. RSR, Bucureşti, 1967.
8. *Popescu, I., Buculei, M., Herşcovici, B.:* Analiza regimului dinamic la conectarea mecanismului de acţionare a unor separatoare de putere de înaltă tensiune. În: „Lucrările celei de a III-a conferinţe a electricienilor" — Bucureşti, 21—23 sept. 1972, 15 p.
9. *Popescu, I.:* Cinematica matriceală a unor mecanisme de liberă deschidere. Lucrare prezentată la Cea de-a III-a sesiune ştiinţifică comună CIMAE — Univ. Craiova, iunie, 1974, 18 p.
10 *Popescu, I.:* Cinetostatica matriceală a unor mecanisme de liberă deschidere. Lucrarea prezentată la Cea de-a III-a sesiune ştiinţifică comună CIMAE — Univ. Craiova, iunie, 1974, 11 p.
11 *Popescu, I., Buculei, M.:* Contribuţii la dinamica, prin metode analitice, a mecanismelor aparatelor electrice. În volumul: „Simpozionul de mecanisme şi transmisii mecanice" — partea I, Reşiţa, 27—29 octombrie, 1972, pag. 312—319.
12. *Voinea, R., Atanasiu, M.:* Metode analitice noi în teoria mecanismelor. Ed. tehnică, Bucureşti, 1964.

---

2. Metode şi aparate de măsură şi control

CZ ; 621.316.8

Metode pentru determinarea rapidă a debitului masic de aer prin rezistenţe

Prof. dr. ing. Blaine W. **ANDERSEN** — Brigham Young University, Provo, S.U.A.
2. Asist. Ing. Valeriu **BANU**—Institutul politehnic Bucureşti

Prof. dr. ing. Blaine W. Andersen este şeful Departamentului de inginerie mecanică al Universităţii „Brigham Young", Provo, S.U.A. şi consultant la compania de cercetări aerospaţiale „Garett Corporation", Pheoenix, Arizona, din 1957. Are o vastă experienţă didactică şi este autorul a numeroase lucrări de specialitate, cea mai cunoscută lucrare fiind „The Analysis and Design of Pneumatic Systems".

A colaborat la realizarea sistemelor pneumatice de comandă ale avioanelor supersonice „Boeing 747", „Concorde SST", „Douglas DC 10", „Lockheed L 1011". În anul 1975 a fost în ţara noastră, la catedra de mecanică fină, în calitate de consultant U.N.E.S.C.O.

1. Introducere

Determinarea debitului de aer constituie o etapă deosebit de importantă în proiectarea şi dimensionarea corectă a reţelelor şi elementelor pneumatice. Avînd în vedere faptul că măsurarea corectă a debitului de aer este legată de anumite dificultăţi privind procurarea aparaturii adecvate şi respectarea unor condiţii stricte de temperatură şi presiune, s-a găsit utilă dezvoltarea unor motede de calcul uşor aplicabile, bazate pe utilizarea diagramelor şi nomogramelor. Pentru calculul debitului de aer printr-o rezistenţă se alege drept model un „orificiu ideal" (fig. 1) care respectă următoarele ipoteze simplificatoare:

— secţiunea (1—1) în amonte de orificiu este relativ mare în comparaţie cu secţiunea orificiului (2—2), astfel încît viteza W_1 se poate neglija, iar presiunea statică P_1 reprezintă presiunea totală absolută;

— între secţiunile (1—1) şi (2—2) energia totală a masei de fluid rămîne constantă;

— viteza de curgere W_2 se consideră uniformă în secţiune şi egală cu viteza medie;

— aerul evoluează ca un gaz perfect.

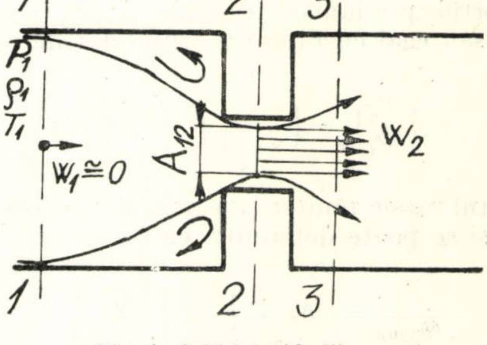


Fig. 1. Orificiul „ideal".

Ipotezele considerate sînt confirmate experimental în cazul orificiilor scurte, la care curgerea aerului are loc cu viteze relativ mari, în regim turbulent.

În aceste condiţii, viteza de curgere W_2 prin secţiunea (2—2) se poate calcula cu formula : (1)

$$W_2 = \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa - 1}\frac{P_1}{\rho_1}\left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} =$$

$$= \sqrt{\frac{2\varkappa}{\varkappa - 1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa-1}{\varkappa}}\right]} \qquad (1)$$

iar densitatea ρ_2 cu formula :

$$\rho_2 = \rho_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} = \frac{P_1}{R T_1}\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{\varkappa}} \qquad (2)$$

Debitul masic de aer ce trece prin orificiu (utilizînd unităţile sistemului internaţional) este dat de relaţia :

$$\overset{\circ}{m}_{12} = \rho_2 \, W_2 \, A_{12} \qquad (2)$$

sau ţinînd cont de formulele (1) şi (2) putem scrie :

$$\overset{\circ}{m}_{12} = \frac{A_{12} P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\varkappa}{R(\varkappa-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}\right]} \qquad (4)$$

În relaţiile (1)...(4) s-au folosit următoarele notaţii :

P_1 — presiunea statică absolută din secţiunea (1—1) $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

P_2 — presiunea statică absolută din secţiunea (2—2) $\left[\frac{N}{m^2}\right]$

T_1 — temperatura absolută în secţiunea (1—1) [°K]

$R = 286{,}5 \left[\frac{m^2}{S^2 \, ^\circ K}\right]$ constanta aerului ($P = 1$ atm ; $t = 20°C$)

$\varkappa = \frac{c_p}{c_v} = 1{,}40$ — coeficientul adiabatic al aerului

A_{12} — aria vanei contractate de fluid [m²]

Ecuţia (4) este valabilă numai pentru calculul debitului subsonic (fig. 2). În cazul în care raportul presiunilor absolute P_2/P_1 este mai mic sau egal cu raportul critic, dat de relaţia :

$$\left(\frac{P_2}{P_1}\right)_{cr} = \left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{\varkappa}{\varkappa-1}} = 0{,}528 \qquad (5)$$

debitul masic rămîne constant la valoarea maximă şi se poate determina cu formula :

$$\overset{\circ}{m}_{12max} = \frac{A_{12} P_1}{\sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{\varkappa}{R}\left(\frac{2}{\varkappa + 1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}} \qquad (6)$$

În legătură cu utilizarea formulelor (4) şi (6) trebuie menţionate următoarele dificultăţi :

— aria vanei contractate de fluid (A_{12}) este totdeauna mai mică decît aria geometrică a orificiului şi nu poate fi măsurată direct ; relaţiile pentru calculul acesteia, deduse experimental pentru unele tipuri de orificii, sînt prezentate în figura 3 ;

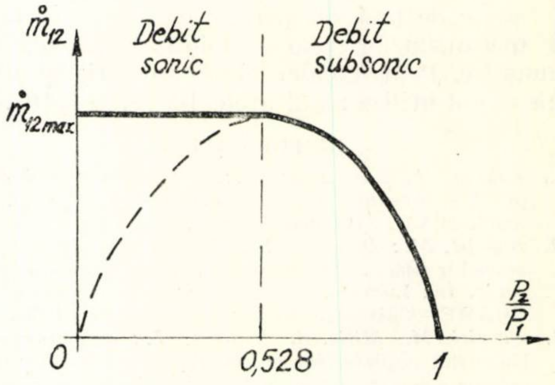


Fig. 2. Variaţia debitului masic m_{12} prin orificiul ideal

— sub radical putem avea diferenţa a două numere foarte apropiate, de aceea chiar micile aproximaţii în aprecierea presiunilor pot conduce la rezultate eronate ;

— aparatele pentru măsurarea presiunilor indică întotdeauna presiunea relativă ($p = P - P_0$) şi nu presiunea absolută ;

— la orificiile de mici dimensiuni presiunea statică P_2 nu poate fi măsurată practic şi de aceea se înlocuieşte prin presiunea statică din aval P_3.

În vederea calculării rapide a debitului masic şi a eliminării eventualelor erori subiective vor fi prezentate în continuare două metode practice de calcul.

2. Calculul debitului masic cu ajutorul diagramei N_{12}

O primă metodă constă în definirea numărului N_{12} ca fiind raportul dintre debitul efectiv şi debitul maxim (sonic). Acest număr este funcţie numai de raportul presiunilor absolute $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$ şi de coeficientul adiabatic $\varkappa$.

$$N_{12} = \frac{\overset{\circ}{m}_{12}}{\overset{\circ}{m}_{12max}} = \left[\frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{2}{\varkappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}}{\frac{\varkappa - 1}{2}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}}\right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= N_{12}\left(\varkappa, \frac{P_2}{P_1}\right) \qquad (7)$$

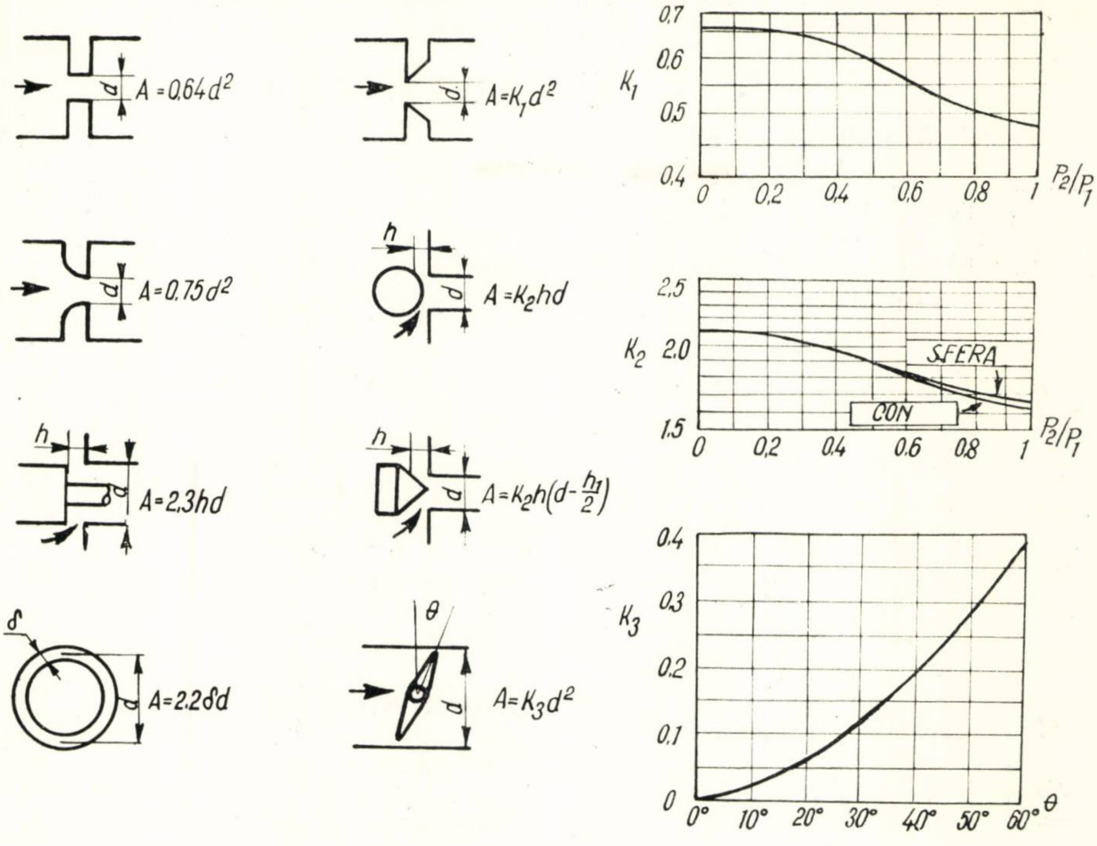

A = 0,64d²
A = K₁d²
K₁
0,7
0,6
0,5
0,4
0
0,2
0,4
0,6
0,8
1
P₂/P₁
A = 0,75d²
h
A = K₂hd
2,5
K₂
2,0
SFERA
CON
1,5
0
0,2
0,4
0,6
0,8
1
P₂/P₁
h
A = 2,3hd
h
A = K₂h(d - h₁/2)
0,4
K₃
0,3
0,2
0,1
0
δ
A = 2,2δd
θ
A = K₃d²
0°
10°
20°
30°
40°
50°
60°
θ

Fig. 3. Determinarea ariei efective (aria vanei contractate)

Utilizînd numărul N_{12} ecuaţia debitului masic (4) se poate scrie:

$$\overset{\circ}{m}_{12} = \frac{K\, P_1\, A_{12}\, N_{12}}{\sqrt{T_1}} \qquad (8)$$

în care factorul K are expresia:

$$K = \left[\frac{\varkappa}{R}\left(\frac{2}{\varkappa+1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa-1}}\right]^{1/2} \qquad (9)$$

Factorul K depinde de constanta gazului R care diferă de la gaz la gaz şi coeficientul adiabatic $\varkappa$.

Pentru aer $R = 286{,}84\left[\frac{m^2}{S^2 \cdot {}^\circ K}\right]$ şi $\varkappa = 1{,}4$ factorul K are valoarea $K - 0{,}04043\left[\frac{\sqrt{{}^\circ K}\cdot s}{m}\right]$.

Funcţia $N_{12}\left(\varkappa\,;\ \frac{P_2}{P_1}\right)$ pentru $\varkappa = 1{,}4$ a fost trasată grafic cu ajutorul calculatorului (fig. 4).

Din diagramă se observă că pentru $P_2/P_1 \leqslant 0{,}528$ $N_{12} = 1$, iar pentru raportul presiunilor P_2/P_1 cuprins între 0,528 şi 1 funcţia N_{12} ia valori în intervalul $(1 \div 0)$.

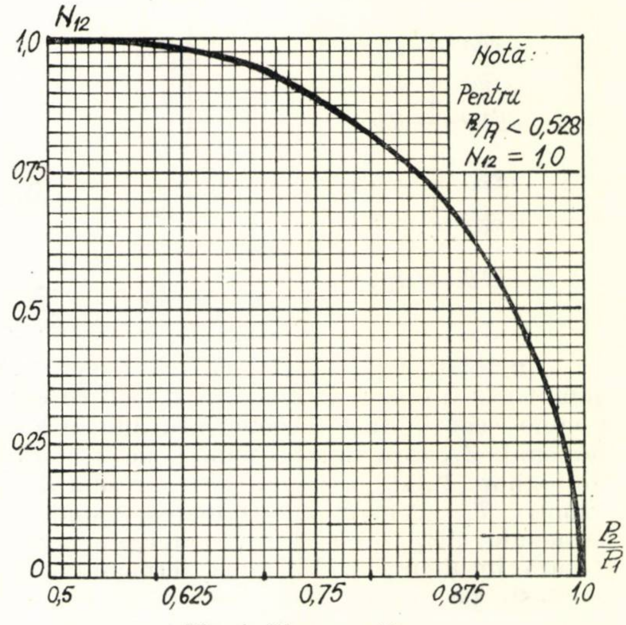


Fig. 4. Diagrama N_{12}.

3. Calculul debitului cu ajutorul nomogramei Z_{12}

Determinarea foarte rapidă a debitului masic de aer $\overset{\circ}{m}_{12}$ se poate face prin utilizarea unei nomograme speciale.

În acest caz formula pentru calculul debitului masic este :

$$\overset{\circ}{m}_{12} = Z_{12}\, A_{12}\, P_1 \qquad (10)$$

în care termenul Z_{12} este dat de relația :

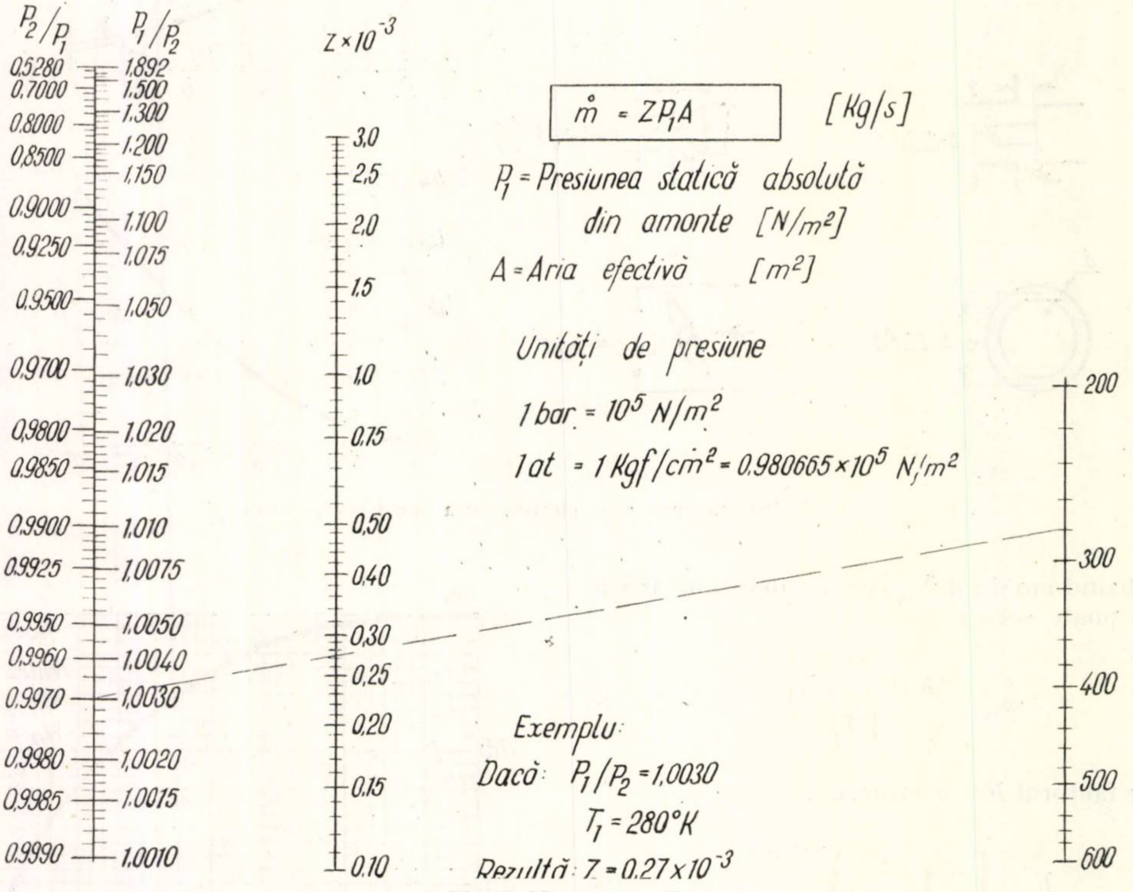
$$z_{12} = \frac{\sqrt{\frac{2\varkappa}{R(\varkappa-1)}\left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/\varkappa} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}\right]}}{\sqrt{T_1}} = \frac{F\left(\frac{P_2}{P_1}\right)}{\sqrt{T_1}} \qquad (11)$$

în care s-au notat cu :

$$Y_1 = K_1 \log\left(\frac{F}{F^0}\right) = K_1 \log \sqrt{\frac{\varepsilon^{2/\varkappa} - \varepsilon^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}}{\varepsilon_0^{2/\varkappa} - \varepsilon_0^{\frac{\varkappa+1}{\varkappa}}}} \qquad (13)$$

$$Y_2 = K_2 \log\left(\frac{Z}{Z_0}\right) \qquad (14)$$

$$Y_3 = -K_3 \log \sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}} = K_3 \log \sqrt{\frac{T_{10}}{T_1}} \qquad (15)$$



$\boxed{\overset{\circ}{m} = ZP_1A}$ [Kg/s]

P_1 = Presiunea statică absolută din amonte [N/m²]

A = Aria efectivă [m²]

Unități de presiune

1 bar = 10^5 N/m²

1 at = 1 Kgf/cm² = 0,980665 × 10^5 N/m²

Exemplu:

Dacă: $P_1/P_2 = 1{,}0030$

$T_1 = 280°K$

Rezultă: $Z = 0.27 \times 10^{-3}$

Fig. 5. Nomograma Z_{12}

Din relația (11) se observă că pentru un anumit gaz (în cazul de față aerul), pentru care se cunosc constanta R și coeficientul adiabatic x, termenul Z_{12} este funcție numai de raportul presiunilor P_2/P_1 și tempertura absolută în amonte T_1. Pentru determinarea rapidă a termenului ΔZ_{12} s-a construit nomograma prezentată în figura 5. Valoarea termenului Z_{12} se citește pe axa Z_{12} la intersecția acestei axe cu dreapta ce unește punctul de pe axa presiunilor P_2/P_1 cu punctul pe axa temperaturilor T_1.

Construcția nomogramei poate fi explicată în legătură cu figura 6. Se observă că între ordonatele Y_1, Y_2, Y_3 există relația :

$$Y_2 = \frac{B}{A+B}\,Y_1 + \frac{A}{A+B}\,Y_3 \qquad (12)$$

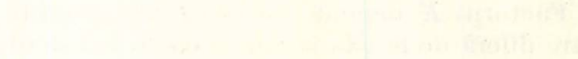


Fig. 6. Construcția nonomogramei Z_{12}.

Dacă între coeficienţii de scară K_1, K_2, K_3 există relaţiile :

$$K_1 = \frac{A + B}{B} K_2 \qquad (16)$$

$$K_3 = \frac{A + B}{A} K_2 \qquad (17)$$

atunci înlocuind (13) (14) şi (15) în (12) se obţine :

$$\log\left(\frac{Z}{Z_0}\right) = \log\left(\frac{F}{F_0}\right) - \log\sqrt{\frac{T_1}{T_{10}}} \qquad (19)$$

sau :

$$Z = \frac{Z_0\sqrt{T_{10}}}{F_0} \cdot \frac{F}{\sqrt{T_1}} \qquad (19)$$

Pentru determinarea dimensiunilor de gabarit ale nomogramei se aleg următoarele date iniţiale :

— raportul distanţelor între axe $\lambda = \frac{B}{A}$

— domeniul de variaţie a temperaturii în amonte

$$T_1 = T_{10} \ldots T_{1min}$$

— înălţimea axei raportului presiuinlor H_1

Cu aceste date iniţiale se pot calcula coeficienţii de scară K_1, K_2, K_3, dimensiunile de gabarit ale nomogramei H_2, H_3, şi respectiv ordonatele.

Nomograme similare pot fi construite pentru alte gaze (azot, hidrogen, oxigen etc.) sau pentru alte domenii de temperatură.

BIBLIOGRAFIE

1. *Andersen, B. W.:* ,,The Analysis and Design of Pneumatic Systems'' J. Wiley & Sons, 1967.
2. *Andersen, B. W.:* ,,Analyzing Pneumatic Circuits'' B.Y.U. — Provo — S.U.A., 1971.

CZ ; 621.753.3

Metodă de măsurare, prin comparare a calelor plan—paralele

Ing. Ovidiu I. **POPESCU** — Institutul politehnic — București
Facultatea de mecanică — Catedra de mecanică fină

1. Consideraţii generale

Perfecţionarea continuă a aparatelor şi dispozitivelor de măsurat face posibilă elaborarea unor noi metode de măsurare care să asigure transmiterea unităţii de lungime cu o precizie foarte ridicată, la nivelul cerinţelor progresului tehnic actual. După [1], calele plan-paralele-etalon se clasifică în patru ordine, în funcţie de eroarea limită λ_{lim}. Pentru ordinul I, cel mai precis, se recomandă măsurarea prin metoda absolută sau interferenţială, iar pentru ordinele II, III şi IV metoda comparativă. Măsurarea comparativă se execută cu aparate prevăzute cu dispozitive de palpare aşezate în contact direct cu suprafaţa obiectului de măsurat. Se palpează un singur loc pe suprafaţa de măsurare a calei, efectuînd deci o măsurare singulară. Cercetările recente au arătat că intercompararea mecanică este un proces de măsurare stabil sub 0,03 μm, în timp ce măsurarea interferometrică nu. Apropierea lungimii de măsurat de lungimea de undă a Kr 86 implică numai cantităţi foarte mici, ca de exemplu : pelicula de aderare, schimbarea de fază a radiaţiei de lumină la reflexia pe suprafaţa calei. S-a demonstrat de asemenea că aceste fenomene sînt foarte fragile şi schimbătoare. Intercompararea mecanică trebuie recunoscută ca un proces de măsurare limitativ (pe distanţe scurte), iar experimentările efectuate au dovedit că există suficientă stabilitate pentru a se construi un astfel de sistem.

În cadrul metodei de măsurare recomandate se vor considera calele plan-paralele ca mărimi fizice neextensive, adică faptul că aderarea nu reprezintă o operaţie ,,zero''. Pentru a se respecta această condiţie a fost necesară folosirea unui aparat de măsurat cu două palpatoare aşezate pe ambele suprafeţe de măsurare ale calei plan-paralele (fig. 1). S-a efectuat deci o măsurare diferenţială. Toate determinările s-au făcut cu un aparat de măsurare electronic prevăzut cu două traductoare inductive de fabricaţie TESA-Elveţia. Modul de afişare a rezultatelor a fost analogic, iar valoarea diviziunii la amplificator s-a stabilit la 0,01 μm. O astfel de procedură de măsurare necesită un control foarte sever al temperaturii, în special pentru cale cu lungimi mai mari de 20 ÷ 30 mm. Aceasta poate fi însă rezolvată satisfăcător, în comparaţie cu neajunsurile metodei de măsurare interferometrice, unde condiţiile specifice de lucru fac imposibile urmărirea şi stăpînirea anumitor fenomene.

Atît norma din ţara noastră cît şi normele internaţionale prezintă procesul de intercomparare într-o formă simplă, astfel : se lucrează cu un singur etalon, număr mic de date experimentale (2÷4 diferenţe), nu se stabileşte incertitudinea de măsurare (calculul abaterii medii pătratice), se execută o măsurare singulară. Metoda de măsurare propusă reprezintă o gîndire conceptuală nouă, elaborîndu-se scheme de măsurare realiste care să asigure o bună evaluare a datelor experimentale. Prelucrarea observaţiilor s-a făcut prin metoda celor mai mici pătrate. Utilizarea mijloacelor moderne de calcul permit o rezolvare rapidă a sistemului ecuaţiilor de măsurare, stabilirea celor mai probabile valori ale dimensiunilor obiectelor măsurate precum şi a abaterii medii pătratice a fiecărei mărimi calculate.

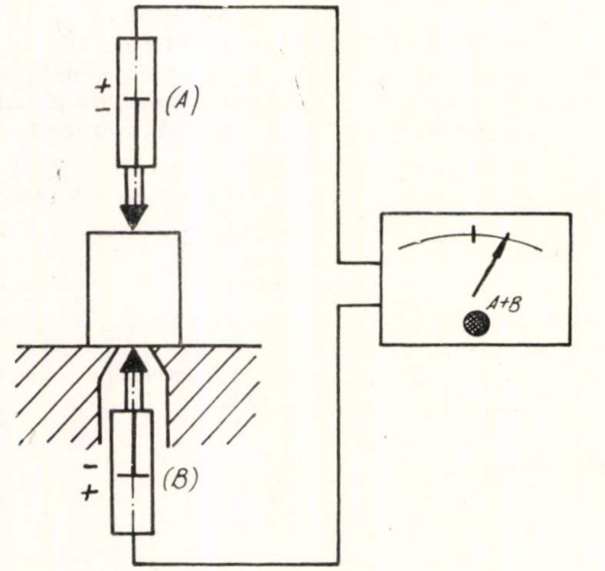
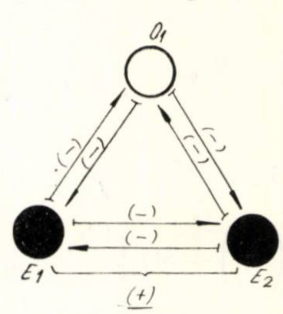


Fig. 1. Măsurarea diferenţială a lungimilor. (Comparator electronic cu traductoare inductive)

2. Prezentarea metodei de măsurare propuse Conceptul statistic

Se propune intercompararea în cadrul unui grup alcătuit din trei sau din patru obiecte. În cadrul grupului se lucrează simultan cu două etaloane ET 1, ET 2 şi cu unul sau două obiecte de măsurat OB 1, OB 2.

Prezenţa a două etaloane asigură un caracter complex procesului de măsurare, o fiabilitate mai mare măsurării, şi permite urmărirea comportării aparatului în timpul lucrului. Etaloanele trebuie să fie studiate istoric (pe o perioadă lungă de timp), selecţionate dintre elementele cu o bună stabilitate dimensională şi caracteristici fizico-mecanice asemănătoare cu cele ale obiectelor de măsurat. Numărul obiectelor de măsurat a fost limitat la maximum două, pentru a nu se îngreuia prea mult modul de calcul şi pentru a se asigura o operativitate de manevră satisfăcătoare. Ecuaţiile de măsurare s-au scris prin determinarea diferenţei dintre două dimensiuni cu ajutorul a două criterii efectute pe scara aparatului comparator utilizat. Astfel, pentru un grup de trei obiecte s-a recomandat formarea următorului sistem de ecuaţii de măsurare (fig. 2):



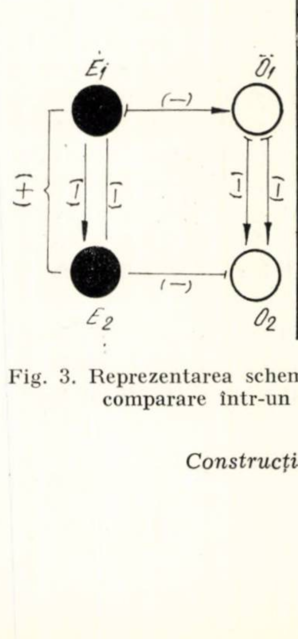
E_1	E_2	$i_1 - i_1'$	C_1
E_2	O_1	$i_2 - i_2'$	C_2
O_1	E_1	$i_3 - i_3'$	C_3
E_2	E_1	$i_4 - i_4'$	C_4
O_1	E_2	$i_5 - i_5'$	C_5
E_1	O_1	$i_6 - i_6'$	C_6
E_1	E_2	$E_1 + E_2$	q

Fig. 2. Intercompararea într-un grup de trei obiecte. (E_1, E_2 — etaloane, O_1 — obiect de măsurat)

$$E_1 - E_2 = i_1 - i_1' = C_1$$
$$E_2 - O_1 = i_2 - i_2' = C_2$$
$$O_1 - E_1 = i_3 - i_3' = C_3$$
$$E_2 - E_1 = i_4 - i_4' = C_4$$
$$O_1 - E_2 = i_5 - i_5' = C_5$$
$$E_1 - O_1 = i_6 - i_6' = C_6$$
$$E_1 + E_2 = q$$

Dacă intercompararea s-a efectuat într-un grup de patru obiecte, ecuaţiile de măsurare au fost (fig. 3):

$$E_1 - O_1 = i_1 - i_1' = C_1$$
$$E_2 - E_1 = i_2 - i_2' = C_2$$
$$O_2 - E_2 = i_3 - i_3' = C_3$$
$$O_1 - O_2 = i_4 - i_4' = C_4$$
$$O_1 - O_2 = i_5 - i_5' = C_5$$
$$O_2 - E_1 = i_6 - i_6' = C_6$$
$$E_1 - E_2 = i_7 - i_7' = C_7$$
$$E_2 - O_1 = i_8 - i_8' = C_8$$
$$E_1 + E_2 = q$$



E_1	O_1	$i_1 - i_1'$	C_1
E_2	E_1	$i_2 - i_2'$	C_2
O_2	E_2	$i_3 - i_3'$	C_3
O_1	O_2	$i_4 - i_4'$	C_4
O_1	O_2	$i_5 - i_5'$	C_5
O_2	E_1	$i_6 - i_6'$	C_6
E_1	E_2	$i_7 - i_7'$	C_7
E_2	O_1	$i_8 - i_8'$	C_8
E_1	E_2	—	C_9, q

Fig. 3. Reprezentarea schematică a posibilităţilor de intercomparare într-un grup de patru obiecte.

unde :

$i_1, i'_1, i_2, i'_2, \ldots, i_8, i'_8$ reprezintă citirile pe scara aparatului de măsurat,

$E_1 + E_2 = q$ — restricţia sau ecuaţia de legătură ; se calculează însumînd abaterile de la dimensiunea nominală a celor două etaloane, cunoscute printr-o analiză în timp a dimensiunilor respective.

Sistemele de ecuaţii prezentate sînt incompatibile datorită influenţei în observaţiile C_i ale erorilor de măsurare. Estimarea celor mai probabile valori ale dimensiunilor obiectelor măsurate se poate efectua prin metoda celor mai mici pătrate [2, 3].

Aplicînd această metodă de rezolvare sistemul incompatibil de ecuaţii de măsurare se transformă într-un sistem compatibil denumit sistem de ecuaţii normale. Din sistemul de ecuaţii normale se calculează necunoscutele E_1, E_2, O_1 şi O_2.

Calculul abaterii medii pătratice ale unei observaţii (C_i) se efectuează cu relaţia :

$$s = \pm \sqrt{\frac{\sum\limits_{i=1}^{n} r_i^2}{n-k}}$$

unde :

r_i reprezintă reziduul sau diferenţa dintre valoarea observată (C_i) şi valoarea calculată $\hat{C}_i$, de exemplu dacă : $C_i = O_2 - E_1$, rezultă $\hat{C}_i = \hat{O}_2 - \hat{E}_1$ ($\hat{O}_1$, $\hat{E}_1$) determinate din sistemul de ecuaţii normale,

$\nu = n - k$ numărul gradelor de libertate, iar

n — numărul ecuaţiilor de măsurare şi

k — numărul necunoscutelor estimate cu ajutorul ecuaţiilor de măsurare.

Deci :

$\nu = n - k = 7 - 3 = 4$ pentru grupul format din trei obiecte şi

$\nu = n - k = 9 - 4 = 5$ pentru grupul format din patru obiecte

În final se stabilesc erorile medii pătratice ale necunoscutelor prin înmulţirea erorii medii pătratice a observaţiei cu anumiţi coeficienţi de pondere [2]. Metoda de măsurare recomandată se poate numi metoda substituţiei, deoarece ecuaţiile de măsurare se obţin prin înlocuirea succesivă a unui obiect. Dacă diferenţa dintre dimensiunile a două obiecte se calculează numai din două citiri substituţia este simplă, iar dacă pentru stabilirea diferenţei se fac patru citiri (E, O, O, E) substituţia este dublă. La măsurarea prin intercomparare a calelor plan-paralele se recomandă aplicarea metodei substituţiei simple.

3. Modul de lucru. Analiza rezultatelor experimentale

Aparatul utilizat a fost un comparator diferenţial TESA cu afişare analogică. Valoarea diviziunii la amplificator este de 0,01 μm.

Pentru evitarea transmiterii de căldură de la corpul operatorului spre aparat şi obiectele de măsurat se aşază în faţa operatorului un ecran de protecţie din sticlă, iar acţionarea calelor plan-paralele între palpatoare se face cu ajutorul unei plăci de transport, în acest fel asigurînd şi o poziţionare corectă a suprafeţelor de măsurare între cele două tije de palpare. Ridicarea şi coborîrea palpatoarelor pe suprafeţele de măsurare ale calelor se execută din exterior, cu ajutorul unui mecanism acţionat pneumatic. Iniţial dispozitivul de transport al calelor a fost prevăzut cu două locaşuri, unul pentru etalon şi cel de-al doilea pentru obiectul de măsurat. A fost necesară executarea unei plăci de transport cu trei locaşuri, care s-a realizat şi s-a experimentat în cadrul laboratorului de mărimi geometrice din Institutul naţional de metrologie.

Executarea unei plăci de transport pentru patru cale nu a fost posibilă din cauza dimensiunilor relativ reduse ale mesei aparatului precum şi a cursei de deplasare insuficiente pentru poziţionarea succesivă a celor patru obiecte între palpatoare.

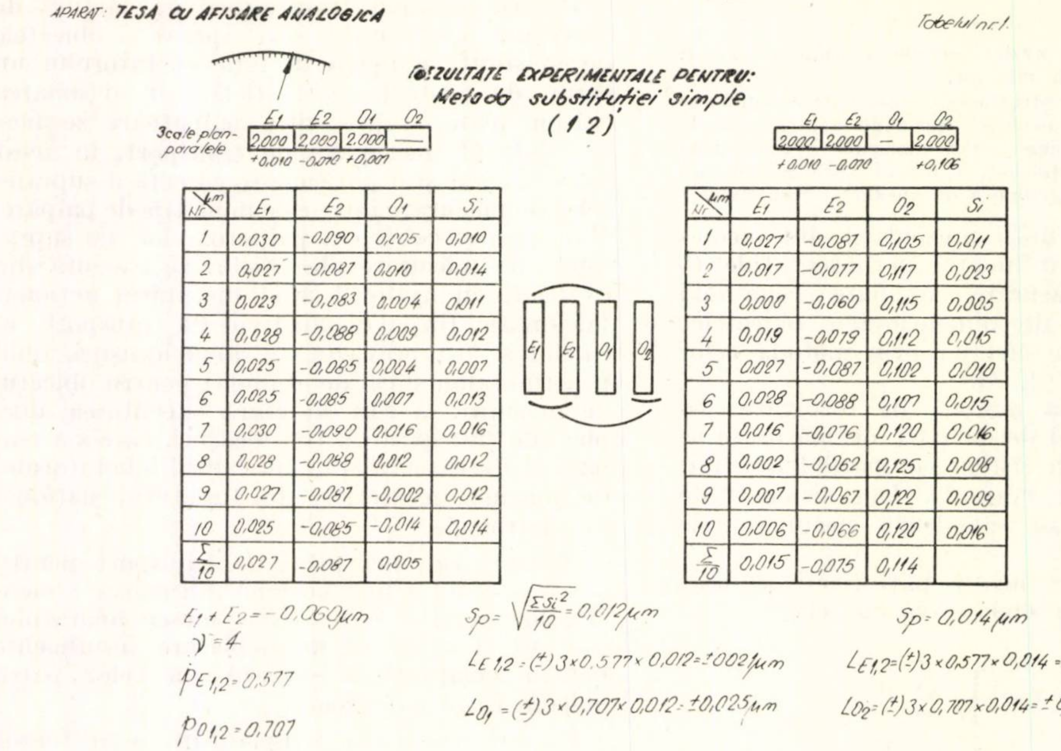
Pentru urmărirea temperaturii s-au folosit două termometre cu valoarea diviziunii de 0,02°C, ambele aşezate după ecranul de protecţie, unul în imediata apropiere a acestuia, iar cel de-al doilea lîngă coloana suportului. În timpul executării unui set de determinări nu s-a sesizat variaţii de temperatură mai mari de 0,06 ÷ ÷ 0,08°C, nesemnificative pentru procesul măsurării (dimensiunea nominală a calelor din grup $L_n = 2$ mm).

Scopul experimentărilor a fost să se stabilească dacă un astfel de proces de măsurare este în control statistic precum şi să se compare rezultatele obţinute în acest mod cu cele stabilite prin metoda absolută sau interferenţială.

Rezultatele experimentale, obţinute la măsurarea prin intercomparare într-un grup de trei sau patru obiecte, sînt prezentate în tabelele 1 şi 2, în care se observă că sub dimensiunea nominală a fiecărei cale sînt notate abaterile respective în μm, stabilite prin măsurări interferometrice. Numai pentru cele două etaloane s-au folosit seturi de determinări înregistrate într-o perioadă mai îndelungată de timp. Abaterile celor două obiecte de măsurat s-au determinat printr-o măsurare la un anumit moment. Cu ajutorul tabelelor de rezultate s-au trasat o serie de grafice pentru analiza comparativă a rezultatelor obţinute în cele două situaţii de măsurare, cu trei sau patru obiecte (fig. 4).

În principal se pot desprinde următoarele :

1. S-au efectuat treizeci de seturi de determinări şi s-au stabilit o sută de dimensiuni. Toate seturile sînt în control statistic. O singură dimensiune depăşeşte limitele intervalului de încredere (fig. 4), E_1, E_2, O_1, O_2, obiectul O_2.



APARAT: TESA CU AFISARE ANALOGICA

Tabelul nr. 1

REZULTATE EXPERIMENTALE PENTRU:
Metoda substituţiei simple
(1 2)

3 cale plan-paralele

E_1	E_2	O_1	O_2
2,000	2,000	2.000	—
+0,010	-0,070	+0,007	

Nr. \ μm	E_1	E_2	O_1	S_i
1	0,030	-0,090	0,005	0,010
2	0,027	-0,087	0,010	0,014
3	0,023	-0,083	0,004	0,011
4	0,028	-0,088	0,009	0,012
5	0,025	-0,085	0,004	0,007
6	0,025	-0,085	0,007	0,013
7	0,030	-0,090	0,016	0,016
8	0,028	-0,088	0,012	0,012
9	0,027	-0,087	-0,002	0,012
10	0,025	-0,085	-0,014	0,014
$\frac{\Sigma}{10}$	0,027	-0,087	0,005	

$E_1 + E_2 = -0{,}060\,\mu m$

$\nu = 4$

$p_{E_{1,2}} = 0{,}577$

$p_{O_{1,2}} = 0{,}707$

$S_p = \sqrt{\frac{\Sigma S_i^2}{10}} = 0{,}012\,\mu m$

$L_{E\,1,2} = (\pm) 3 \times 0{,}577 \times 0{,}012 = \pm 002\,\mu m$

$L_{O_1} = (\pm) 3 \times 0{,}707 \times 0{,}012 = \pm 0{,}025\,\mu m$

E_1	E_2	O_1	O_2
2,000	2,000	—	2,000
+0,010	-0,070		+0,106

Nr. \ μm	E_1	E_2	O_2	S_i
1	0,027	-0,087	0,105	0,011
2	0,017	-0,077	0,117	0,023
3	0,000	-0,060	0,115	0,005
4	0,019	-0,079	0,112	0,015
5	0,027	-0,087	0,102	0,010
6	0,028	-0,088	0,107	0,015
7	0,016	-0,076	0,120	0,016
8	0,002	-0,062	0,125	0,008
9	0,007	-0,067	0,122	0,009
10	0,006	-0,066	0,120	0,016
$\frac{\Sigma}{10}$	0,015	-0,075	0,114	

$S_p = 0{,}014\,\mu m$

$L_{E_{1,2}} = (\pm) 3 \times 0{,}577 \times 0{,}014 = \pm 0{,}024\,\mu m$

$L_{O_2} = (\pm) 3 \times 0{,}707 \times 0{,}014 = \pm 0{,}030\,\mu m.$

Rezultate experimentale — Metoda substituţiei simple, trei obiecte.

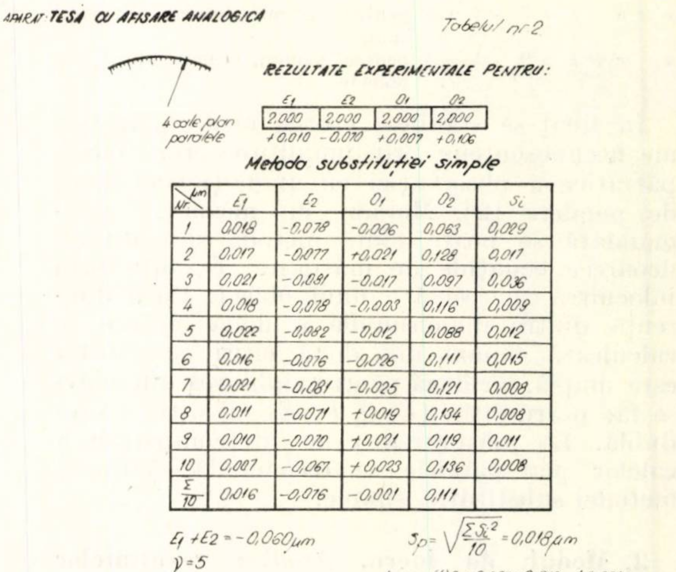
2. Abaterea medie pătratică a procesului de măsurare (s_p) depinde de mărimea maximă a intervalului de măsurare. Astfel, atunci cînd se compară obiectele E_1, E_2, O_1 deplasarea maximă a tijei de palpare a fost de circa 0,080 μm, iar pentru grupul E_1, E_2, O_2 de 0,176 μm. În primul caz abaterea medie pătratică $s_p =$ $= 0{,}012$ μm, în cel de-al doilea de 0,014 μm.

3. Împrăştierea rezultatelor în jurul valorilor medii a avut un caracter mult mai accentuat în grupul E_1, E_2, O_2 în comparaţie cu grupul E_1, E_2, O_1, aceasta tot datorită diferenţei dintre cursele de măsurare în cele două situaţii studiate.

4. Introducerea celui de-al patrulea obiect în grup dezechilibrează mult procesul de măsurare. Imposibilitatea de a lucra simultan cu cele patru cale ar putea fi o cauză a acestei stări. Oprirea procesului de măsurare şi schimbarea unei cale cu alta reprezintă o importantă sursă perturbatoare. Abaterea medie pătratică a procesului de măsurare cu patru cale a fost de $s_p = 0{,}018$ μm, în comparaţie cu $s_p = 0{,}012$ μm (E_1, E_2, O_1) şi $sp = 0{,}014$ μm (E_1, E_2, O_2).

5. Limitele reale de împrăştiere a dimensiunilor obiectelor O_1 şi O_2 sînt în unele situaţii de două-trei ori mai mici decît limitele calculate ale intervalelor de încredere, ceea ce arată că există suficientă rezervă în ceea ce priveşte mărirea preciziei procesului de măsurare şi că prin aplicarea metodei recomandate este posibilă obţinerea unor rezultate sigure (siguranţă de măsurare = precizie + fidelitate) corespunzător cerinţelor necesare la transmiterea unităţii de lungime.

6. În condiţiile utilizării tehnicii de măsurare actuale se pare că cea mai bună soluţie este aplicarea intercomparării în grupuri alcătuite



APARAT: TESA CU AFISARE ANALOGICA

Tabelul nr. 2

REZULTATE EXPERIMENTALE PENTRU:

4 cale plan paralele

E_1	E_2	O_1	O_2
2,000	2,000	2,000	2,000
+0,010	-0,070	+0,007	+0,106

Metoda substituţiei simple

Nr. \ μm	E_1	E_2	O_1	O_2	S_i
1	0,018	-0,078	-0,006	0,063	0,029
2	0,017	-0,077	+0,021	0,128	0,017
3	0,021	-0,081	-0,017	0,097	0,036
4	0,018	-0,078	-0,003	0,116	0,009
5	0,022	-0,082	-0,012	0,088	0,012
6	0,016	-0,076	-0,026	0,111	0,015
7	0,021	-0,081	-0,025	0,121	0,008
8	0,011	-0,071	+0,019	0,134	0,008
9	0,010	-0,070	+0,021	0,119	0,011
10	0,007	-0,067	+0,023	0,136	0,008
$\frac{\Sigma}{10}$	0,016	-0,076	-0,001	0,111	

$E_1 + E_2 = -0{,}060\,\mu m$

$\nu = 5$

$p_{E_{1,2}} = 0{,}577$

$p_{O_{1,2}} = 0{,}763$

$S_p = \sqrt{\frac{\Sigma S_i^2}{10}} = 0{,}018\,\mu m$

$L_{E\,1,2} = (\pm) 3 \times 0{,}577 \times 0{,}018 = \pm 0{,}031\,\mu m$

$L_{O_{1,2}} = (\pm) 3 \times 0{,}763 \times 0{,}018 = \pm 0{,}041\,\mu m$

Rezultate experimentale — Metoda substituţiei simple, patru obiecte.

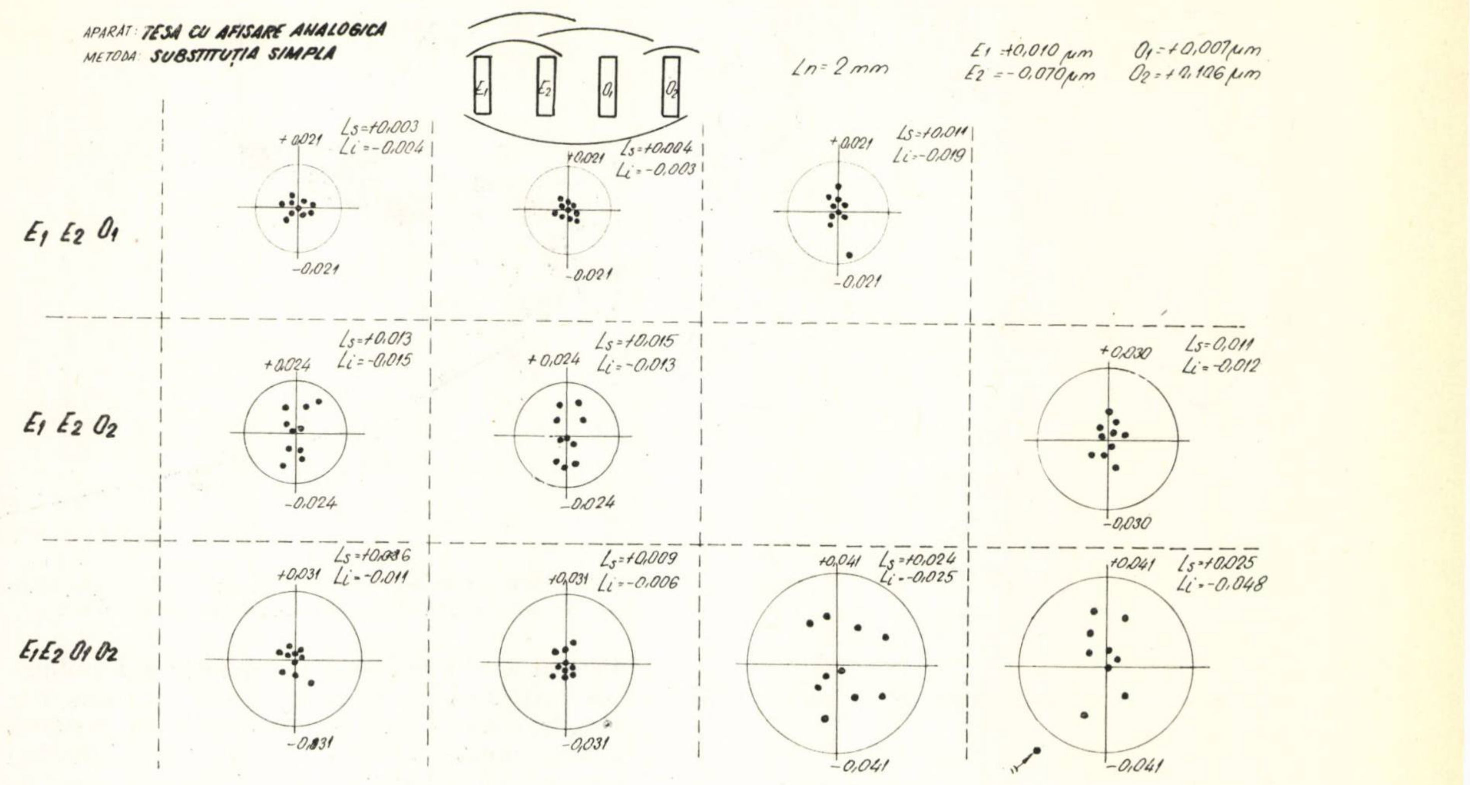


Fig. 4. Analiza comparativă a rezultatelor experimentale obţinute la măsurarea prin intercomparare mecanică cu trei sau patru obiecte (cale plan-paralele cu $L_n = 2$ mm)

din trei obiecte. Rezultatele experimentale demonstrează acest lucru.

7. Dacă se compară rezultatele obţinute prin metoda de măsurare propusă cu cele stabilite prin metoda interferometrică se constată diferenţe mai mici de 0,03 μm, ceea ce confirmă încă o dată performanţele ridicate ale metodei elaborate. Metoda propusă a fost experimentată şi pentru grupuri de cale plan-paralele cu dimensiunile nominale de 8,5 mm şi 20 mm. Rezultatele cercetărilor au fost asemănătoare cu cele prezentate. Se presupune că prin utilizarea unei aparaturi moderne, de exemplu interferometrele cu laser, va fi posibilă creşterea preciziei la valori care acum ar părea de necrezut.

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Instrucţiuni 74—67 pentru verificarea şi etalonarea calelor plan-paralele cu lungimea nominală pînă la 100 mm.
2. *Tiron, M.:* Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate. Editura tehnică, Bucureşti, 1972.
3. *Gibbons Natrella Mary:* Experimental Statistics. N.B.S., Washington, D.C., 1963.
4. *Ku Hary H.:* Precision Measurement and Calibration. Statistical Concepts and Procedures. N.B.S., Washington, D.C., 1969.

◆

CZ: 621—52

Automat pentru sortat bile din plastic

As. ing. Constantin **UDREA** — Catedra de mecanică fină, Institutul politehnic — Bucureşti
As. ing. Filaret Ilie **DOBOŞ** — Catedra de mecanică fină, Institutul politehnic — Bucureşti
Ing. Doiniţa **RĂDULESCU** — Întreprinderea de maşini-unelte şi agregate — Bucureşti

În cadrul unui contract de cercetare încheiat de catedra de mecanică fină din Institutul politehnic din Bucureşti s-a pus problema realizării unui automat pentru sortat bile din plastic cu diametrul de 2,5 ± 0,05 mm, dintr-o producţie de bile cu diametrele cuprinse între 1 şi 5 mm şi cu abateri de formă foarte mari (fig. 1). Pentru ca rezultatele să nu fie eronate este necesară sortarea pieselor după abaterea de formă înainte de sortarea după diametru. Pentru a se putea automatiza procesul a fost necesară introducerea unei presortări a pieselor cu dimensiunile cuprinse între 2 şi 4 mm, lucru realizat cu ajutorul unor site cu găuri calibrate de 2 respectiv 4 mm.

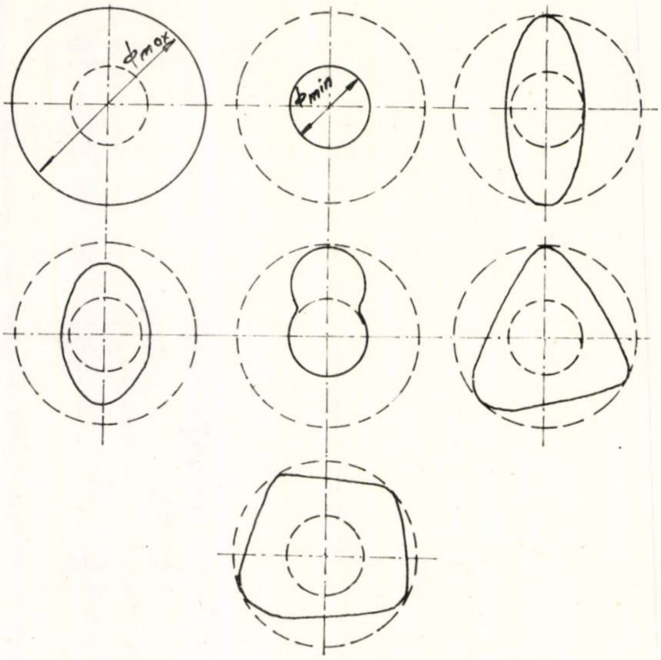


Fig. 1. Abateri de la forma sferică ale pieselor ce trebuie sortate.

Sortarea pieselor după mărimea abaterii de formă s-a rezolvat prin rostogolirea acestora pe o riglă de lungime mare şi lăţime mică. Funcţie de mărimea abaterii piesele părăsesc rigla mai aproape sau mai departe de punctul de alimentare (fig. 2), cele sferice fiind preluate la capăt. Partea automatului care realizează acest lucru este prezentată schematic în figura 3. Din buncăr piesele sunt preluate de cuiburile unui tambur şi transportate la jgheabul de alimentare al riglei. Forma şi dimensiunile cuiburilor (fig. 4) s-au determinat astfel, încît să poată fi preluate piesele cu dimensiuni cuprinse între 2 şi 4 mm, fără a exista pericolul blocării sau al preluării a două piese mici o dată. Un rol important în îndeplinirea ultimei condiţii îl are şi nivelul pieselor în buncăr.

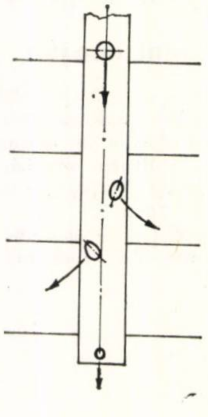


Fig. 2. Traiectoriile pieselor pe rigla de sortare funcţie de abaterile de formă

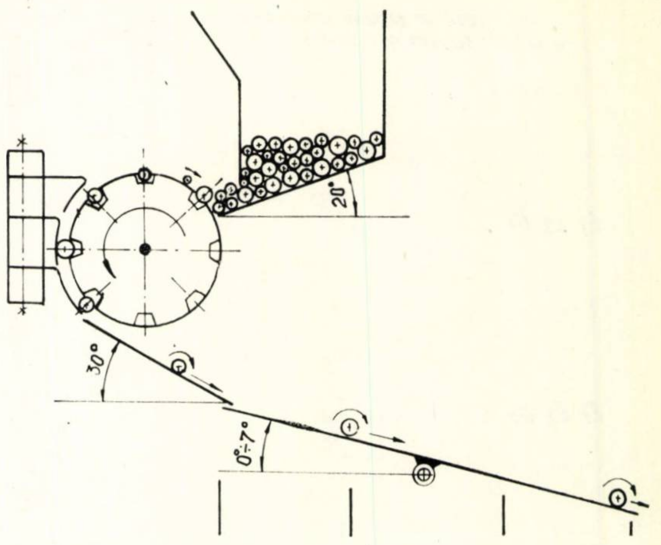


Fig. 3. Schemă de principiu a părţii din automat care realizează sortarea după mărimea abaterii de formă.

Pentru a se evita căderea pieselor din cuiburi, pe porţiunea de transport s-au introdus trei lamele elastice cu lungimea egală cu distanţa dintre două cuiburi, pe tambur. Jgheabul folosit pentru alimentarea riglei s-a ales de secţiune triunghiulară cu unghiul la vîrf de 30° (fig. 5), el avînd o serie de avantaje faţă de

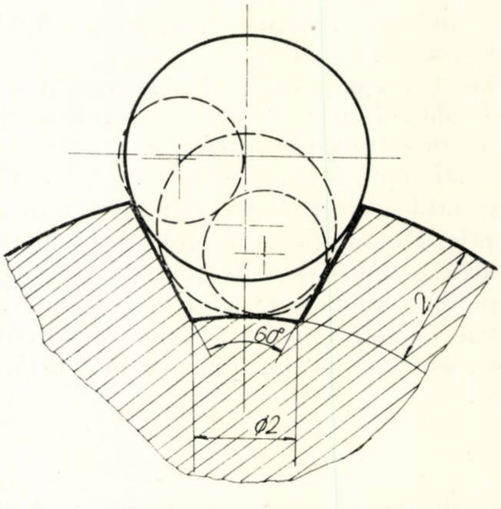


Fig. 4. Forma cuiburilor de preluare a pieselor din tambur.

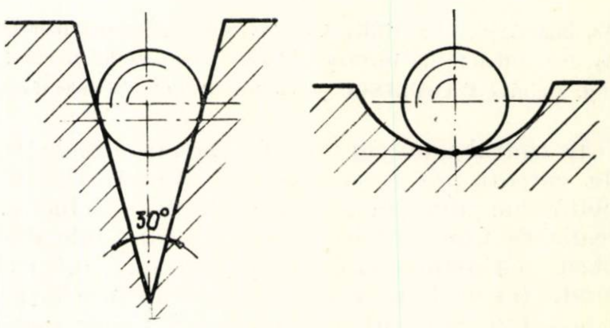


Fig. 5. Forma secţiunii jgheabului de alimentare a riglei.

un jgheab de secțiune semicirculară și anume : amortizează piesa la căderea din cuib, stimulează rostogolirea (coeficientul de frecare de alunecare fiind mai mare), asigură alimentarea riglei în același loc și ajută la sortarea pieselor de forma unor elipsoizi de rotație. Acestea din urmă pe jgheab se rostogolesc în jurul axei mici, iar pe riglă — datorită tendinței de a se rostogoli în jurul axei mari (poziția în care centrul de greutate este mai jos — fig. 6) — capătă o mișcare pe o direcție înclinată față de axa ei longitudinală, părăsind-o. Pentru a nu exista pericolul blocării pieselor pe jgheab acesta s-a înclinat cu 30° față de orizontală. Rigla de sortare se poate înclina cu unghiuri cuprinse între 0 și 7°. Datorită acestui fapt, la trecerea piesei de pe jgheab pe riglă are loc o mică ciocnire care ajută la sortare. Modificarea traiectoriei unei piese care prezintă o proeminență (fig. 7) se explică prin faptul că în momentul contactului proeminenței cu suprafața riglei apare o reacție normală N care dă naștere unui moment care tinde să modifice momentul cinetic al piesei, ducînd la variația lui ω. Traiectoria se modifică din $T - T_0$ în $T - T$, piesa fiind eliminată de pe riglă. Pentru mărirea preciziei de sortare se poate acționa asupra lățimii sau asupra unghiului de înclinare (lungimea) al riglei. Este necesar ca rigla să fie înclinată numai în lungul ei, iar jgheabul trebuie poziționat astfel, încît piesele sferice să se miște pe direcția axei longitudinale a riglei. Este preferabil ca rugozitatea riglei să fie mare pentru a stimula rostogolirea, însă abaterea de la planeitate trebuie să fie mică, pentru a nu influența asupra direcțiilor de rostogolire. Un alt mod în care se poate mări precizia de sortare după abaterea de formă este plasarea în continuarea riglei a unui număr de suprafețe plane (fig. 8). Săriturile pe aceste suprafețe au loc după direcții ce depind de mărimea abaterii de formă. Pentru o piesă de forma unui elipsoid de rotație s-a determinat pentru cazul ciocnirii excentrice cu frecare, unghiul de înclinare al vitezei în planul perpendicular pe traiectoria inițială :

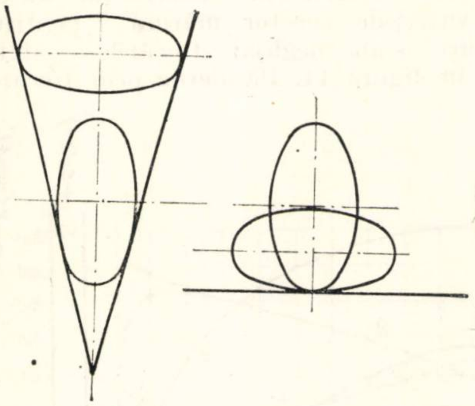


Fig. 6. Modul de așezare a pieselor cu dublă simetrie pe jgheab și pe riglă.

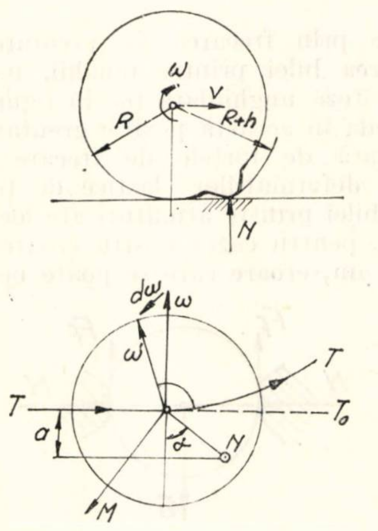


Fig. 7. Modificarea traiectoriei unei piese cu proeminență la rostogolirea pe riglă.

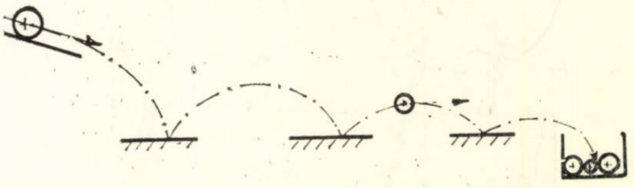


Fig. 8. Traiectoriile pieselor sferice în cazul sortării prin sărituri pe suprafețe plane.

$$\beta = \operatorname{arctg} \frac{v'_{ox}}{v'_{oy}} = \operatorname{arctg} \left[(k + 1) \frac{e_x \, e_y \, i^2}{(ki^2 - e_x^2)(i^2 + e_y^2)} \right]$$

unde :

v'_{ox} este componenta vitezei în planul perpendicular pe traiectoria inițială ;

v'_{oy} — viteza verticală imprimată corpului în momentul ciocnirii

k — coeficientul de restituire al ciocnirii

i — raza de inerție a piesei

e_x și e_y se văd în figura 9

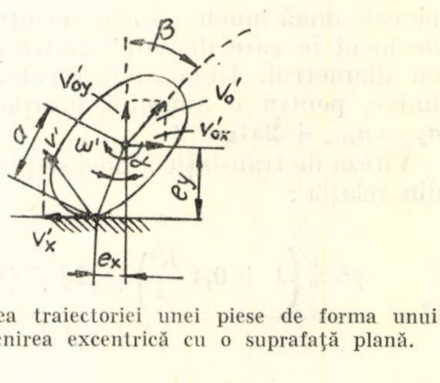


Fig. 9. Modificarea traiectoriei unei piese de forma unui elipsoid la ciocnirea excentrică cu o suprafață plană.

Determinările experimentale efectuate cu ajutorul a două rigle, una de 250 mm şi una de 300 mm, şi cu abateri de la planeitate mai mici, precum şi cu ajutorul unor suprafeţe plane introduse în prelungirea celei de-a doua rigle, au condus la următoarele rezultate :

— în primul caz numărul pieselor ale căror abateri de formă depăşeau 0,1 mm a reprezentat 5%,

— în al doilea caz 2%;

— în cel de-al treilea caz nu au depăşit 0,05 mm.

Pentru sortarea după diametru s-a optat pentru folosirea unui calibru de tip „pană" (fig. 10), format din două rigle 1 şi 2 ale căror

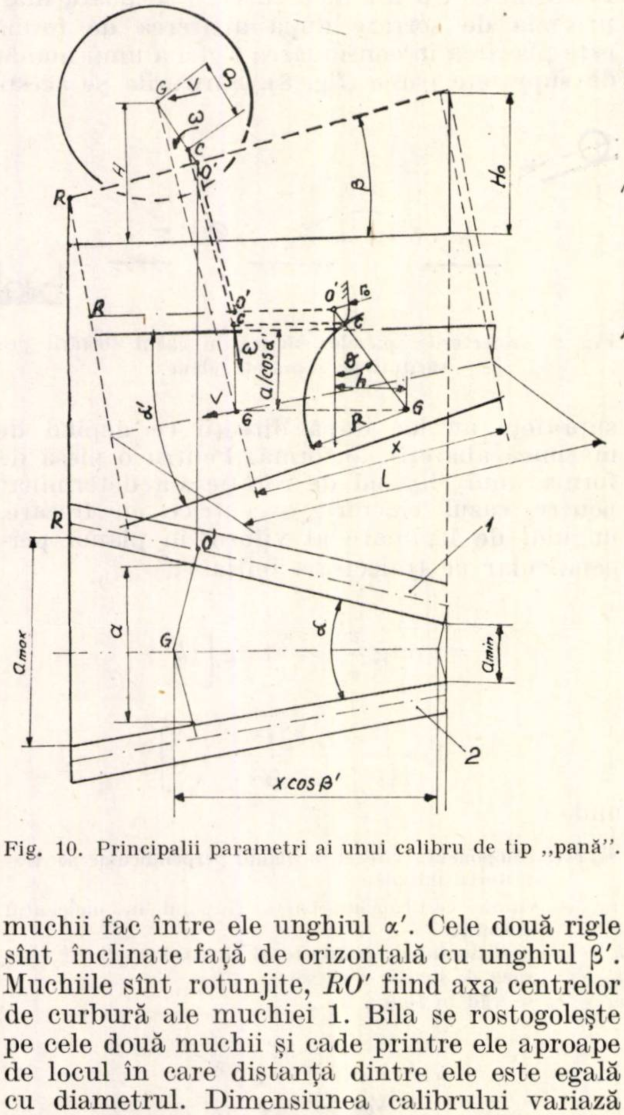


Fig. 10. Principalii parametri ai unui calibru de tip „pană".

muchii fac între ele unghiul α'. Cele două rigle sînt înclinate faţă de orizontală cu unghiul β'. Muchiile sînt rotunjite, *RO'* fiind axa centrelor de curbură ale muchiei 1. Bila se rostogoleşte pe cele două muchii şi cade printre ele aproape de locul în care distanţa dintre ele este egală cu diametrul. Dimensiunea calibrului variază liniar, pentru o anumită poziţie (x) fiind :

$a_x = a_{min} + 2x\text{tg}\alpha'/2$

Viteza de translaţie a bilei se poate determina din relaţia :

$$v^2 = \frac{\rho^2 v_0^2 \left(1 + 0{,}4 \frac{R^2}{\rho_0^2}\right) + 2g\, \rho^2 (Hmax - Hx)}{\rho^2 + 0{,}4\, R^2}$$

unde: ρ este raza instantanee de rostogolire a bilei

v_0 — viteza iniţială;

R — raza bilei;

H_{max} şi Hx înălţimea maximă şi înălţimea în poziţia x a centrului de greutate.

S-a ţinut seama de faptul că momentul de inerţie al bilei este $J = 0{,}4\ R^2$. Raza instantanee de rostogolire, înălţimea centrului de greutate, viteza de translaţie şi viteza de rotaţie a bilei depind de poziţia acesteia. Pentru valorile practice utilizate în construcţia automatului variaţiile acestor mărimi — pentru cazul în care s-au neglijat frecările — sînt arătate în figura 11. Pierderile prin frecare, mai

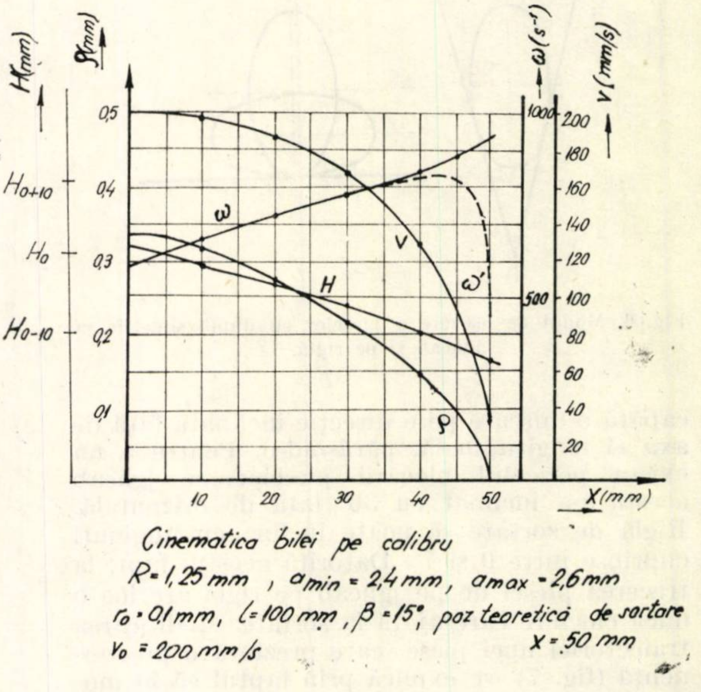


Fig. 11. Cinematica bilei la rostogolirea pe calibru „pană" în condiţiile necesare practic.

ales cele prin frecarea de pivotare, înainte de căderea bilei printre muchii, modifică în special viteza unghiulară (ω' în figură). Considerînd bila în această poziţie greutatea ei este compensată de forţele de frecare (fig. 12). Datorită deformaţiilor elastice de tip herzian căderea bilei printre armături are loc ceva mai devreme, pentru cazul nostru eroarea fiind de circa 20 µm, eroare care se poate neglija dacă

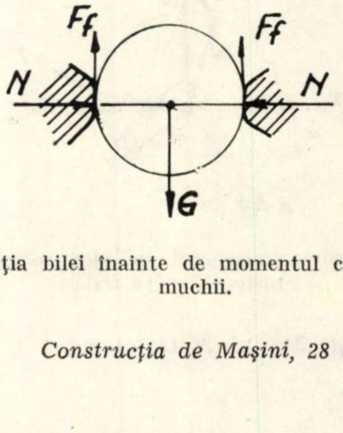


Fig. 12. Poziţia bilei înainte de momentul căderii printre muchii.

se ține seama de faptul că lungimea calibrului pe care se face preluarea pieselor bune este de 40 mm. O importanță deosebită asupra preciziei de sortare o are abaterea de la rectilinitatea muchiilor. Pentru calibrele executate această abatere nu depășește 1 mm.

Pentru automatul executat (fig. 13 și 14) bilele, preluate la capetele a trei rigle cu lungimea de 300 mm, lățimea de 15 mm și cu abateri de la planeitate foarte mici (s-au introdus trei rigle pentru mărirea productivității), pe care se face sortarea după abaterea de formă, sînt introduse după ce trec printr-o piesă care le modifică traiectoria cu aproape 180° (piesă de întoarcere), cu ajutorul a trei jgheaburi înclinate cu 20° față de orizontală și de secțiune tot triunghiulară, pe trei calibre „pană” cu lungimea de 110 mm, pentru sortarea după diametru. Vitezele cu care bilele intră pe calibru să nu fie mai mici de 150 mm/s ca să nu se oprească, și nici mai mari de 500 mm/s, pentru a se evita patinarea lor, care ar duce la saltul peste zona corespunzătoare de sortare. Sub calibre se găsesc alte trei jgheaburi, perpendiculare pe primele, corespunzătoare celor trei grupuri de sortare delimitate cu ajutorul unor plăcuțe reglabile. Piesele bune sînt preluate prin jgheabul din mijloc. Piesele cu abateri de formă ca și cele cu dimensiuni mari sînt preluate de un al patrulea jgheab. Productivitatea automatului realizat este de circa 500 de piese pe minut. Cantitatea de piese bune obținute depinde de numărul acestora în buncăr, ea putînd fi mărită prin micșorarea domeniului în care se face presortarea.

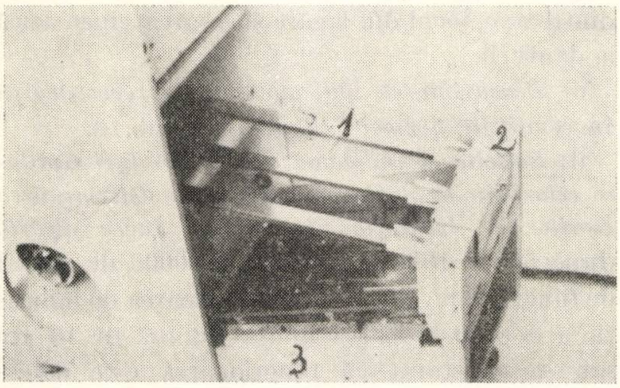


Fig. 13. Părți ale automatului realizat.
1. riglă de sortare; 2. piesă de întoarcere; 3. suport rigle;

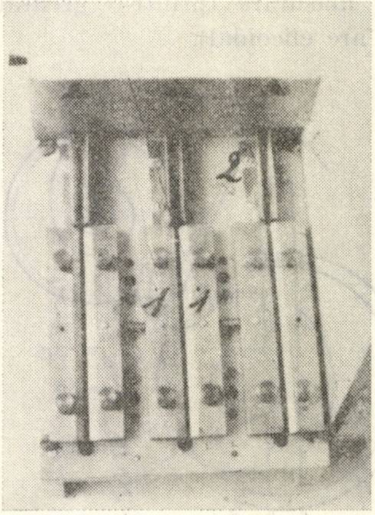


Fig. 14. Părți ale automatului realizat.
1. rigle calibru „pană”; 2. jgheab.

BIBLIOGRAFIE

1. *Brack, G.*: Automatisierung in Maschinenbau Technik Verlag, Berlin, 1970.

CZ:621.001.4.004.1

Asupra fiabilității indicatoarelor „Rockwell”

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN** șef lucr. dr. ing. Constantin **MICU**;
asist. ing. Valeriu **BANU**; asist. ing. Florin **CUCU** — Institutul politehnic — Catedra de mecanică fină

1. Introducere

Dezvoltarea accelerată a tehnicii în ultimele două decenii a dus la concluzia că vechea metodă de obținere a unui produs nou, prin parcurgerea etapelor de proiectare, încercare, reproiectare și iar încercare pînă la obținerea parametrilor tehnici doriți nu mai corespunde stadiului actual. De aceea s-a trecut la studierea metodică a cauzelor de apariție a defecțiunilor, a procedeelor de mărire a siguranței de funcționare, pe scurt, la studiul fiabilității produselor. Prin cercetările efectuate asupra indicatoarelor „Rockwell” din producția Întreprinderii de mecanică fină — București, s-a urmărit determinarea tipurilor de defecțiuni și a frecvenței lor de apariție în procesul de exploatare, precum și stabilirea principalilor indicatori de fiabilitate.

2. Desfășurarea probelor

Indicatorul „Rockwell” este un instrument pentru măsurarea lungimilor de tip comparator, folosit la echiparea aparatelor pentru determinarea durității metalelor.

Schema sa cinematică (fig. 1) este identică cu cea a ceasurilor comparatoare cu valoarea diviziunii de 0,01 mm; deosebirile constau în dimensiunile carcasei (Ø = 102 mm la indicatoarele „Rockwell") și în modul de realizare a forței de măsurare (printr-o greutate inelară în loc de arc elicoidal).

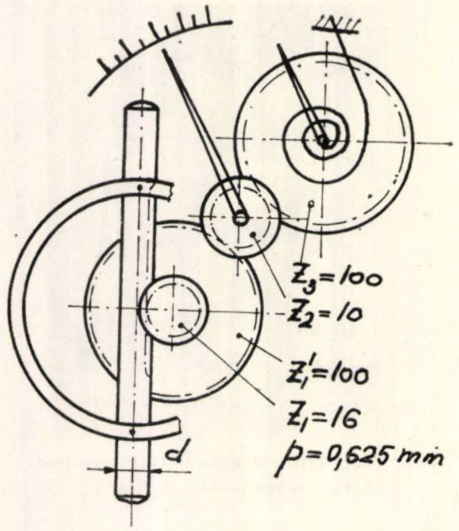
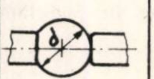
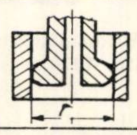
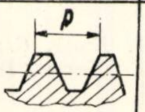
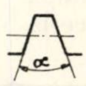
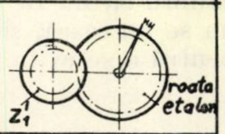


Fig. 1. Schema cinematică a indicatorului „Rockwell".

Tabelul 1

Parametrul controlat	Diametrul tijei	Diametrul bucșei	Pasul cremalierei	Unghiul profilului	Pinionul $Z_1=16$	Roata $Z_1'=100$	Eroarea cinematică pentru $Z_1'=100$
Aparatul folosit	Micrometru de exterior	Comparator „INTO"	Microscop „Zeiss"	Microscop „Zeiss"	Proiector de profile	Proiector de profile	Instalație specială
Schema de control					Mărire 20×	Mărire 100× pentru 3 dinți	
Valoarea normată	$\phi 5^{-0,012}_{-0,004}$	$\phi 5^{+0,063}_{0}$	$p=0.625$ $\varepsilon_p=\pm 0,003$	$\alpha=40°\pm 15'$	Conform desen	Conform desen	$E_{cn}=20 \mu m$

Încercările au fost efectuate pe un lot de douăzeci de instrumente, iar principalele etape au fost:

a) *Verificarea inițială, bucată cu bucată, a indicatoarelor conform prescripțiilor metrologice cuprinse în norma internă* (aspect, forță de măsurare, erori de indicație și fidelitate etc.). Cursa de lucru normală a indicatorului trebuie să fie cuprinsă între tura trei și șapte a acului indicator, iar abaterile maxime de indicație și fidelitate pentru cursa de lucru sînt de 10 µm, și respectiv 2 µm.

b) *Demontarea indicatoarelor și măsurarea parametrilor geometrici și cinematici ce pot fi afectați de uzură (tabelul 1) și care prin depășirea valorilor prescrise pot conduce la mărimea erorilor de indicație.* Astfel, s-a considerat că principalii factori ce pot influența precizia instrumentului sînt jocul dintre tija palpatoare și bucșa de ghidare, precizia de execuție a cremalierei (pas, unghi de profil) și roților dințate, de distanța dintre axe, jocul din lagăre și eroarea cinematică a danturii.

c) *Reasamblarea indicatoarelor și reverificarea în condițiile normei interne* (punctul a.).

d) *Solicitarea indicatoarelor în condiții similare celor din exploatarea curentă și determinarea erorilor de indicație pe tura de lucru aleasă*, după 5000; 10000; 20000....230000 de cicluri de funcționare. În cazul în care eroarea de indicație a depășit valoarea limită admisă de 10 µm sau s-a constatat că funcționarea este defectuoasă, instrumentul respectiv a fost reparat și supus din nou probelor.

Pentru fiecare indicator din lotul de probă au fost întocmite fișe de evidență și diagrame, în care au fost consemnate rezultatele obținute în fiecare etapă de lucru. De asemenea, au fost consemnate defecțiunile apărute, cauzele care le-au generat, în ce a constat reparația și timpul necesar reparației.

Probele au fost efectuate pe un stand special de construcție originală, prezentat schematic în figura 2. El se compune dintr-o placă suport (1) pe care sînt fixate idicatoarele (2) dispuse cît mai compact. Deplasarea verticală a tijelor palpatoare (4) se face prin intermediul plăcii (5), antrenate în mișcare de translație de către cilindrul pneumatic cu dublă acțiune (7). Reglarea cursei de lucru se poate face cu ajutorul limitatoarelor (9 a și 9 b) și a sesizorilor pneumatici (10 a și 10 b), iar viteza de deplasare pe

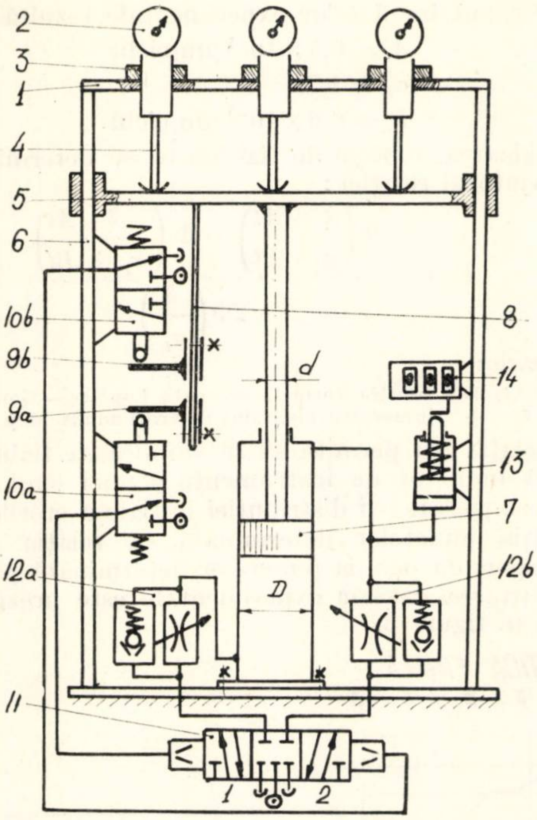


Fig. 2. Schema standului de încercări.

cele două sensuri poate fi reglată la valoarea dorită prin intermediul droselelor de cale (12 a şi 12 b). Înregistrarea numărului de curse duble ale pistonului, deci a numărului de cicluri de solicitare, se face cu ajutorul numărătorului de impulsuri pneumatice (14).

Principalele caracteristici tehnico-funcţionale ale standului sînt prezentate în tabelul 2.

Tabelul 2

Diametrul cilindrului D [mm]	Diametrul tijei d [mm]	Cursa maximă [mm]	Presiunea de lucru [at.]	Forţa maximă la ridicare [kgf]	Numărul maxim de indicatoare	Viteza maximă [cm/s]	Frecvenţa maximă de lucru [Hz]
38	10	100	2,5	25	20	10	2

Prin construcţia realizată s-a urmărit eliminarea dezavantajelor semnalate la alte standuri similare cu acţionare prin electromotor cu reductor şi mecanisme cu came de staţie sau translaţie, care produc solicitări laterale şi cu şoc în tijele palpatoare şi la care reglarea parametrilor de experimentare se face mult mai dificil.

3. Prelucrarea datelor experimental. Concluzii

Considerînd că orice neîncadrare în prescripţiile normei interne privind aspectul, funcţionarea, erorile de indicaţie şi fidelitate constituie o defecţiune, a fost înregistrat numărul de instrumente defecte după fiecare capăt de lucru şi s-au calculat valorile funcţiei de fiabilitate reprezentate în figura 3 [1]. Alura curbei este exponenţială, deci se pot folosi în continuare toate avantajele legate de utilizarea unei distribuţii exponenţiale a defecţiunilor. Intensitatea de apariţie a defecţiunilor (λ) a fost de asemenea determinată pentru fiecare etapă de lucru, rezultatele obţinute fiind prezentate în graficul din figura 4. Intensitatea de apariţie a defecţiunilor, care dă cea mai bună aproximaţie pentru curba trasată printre punctele obţinute pe cale experimentală, a fost determinată prin metoda celor mai mici pătrate cu ajutorul calculatorului şi are valoarea :

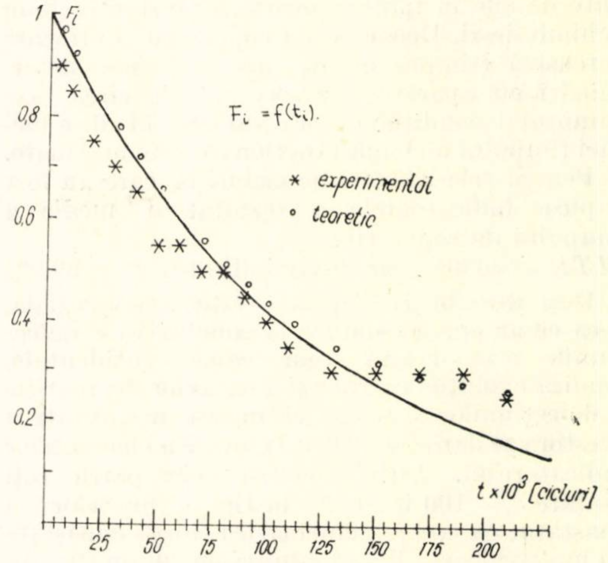


Fig. 3. Funcţia de fiabilitate F_i (t_i).

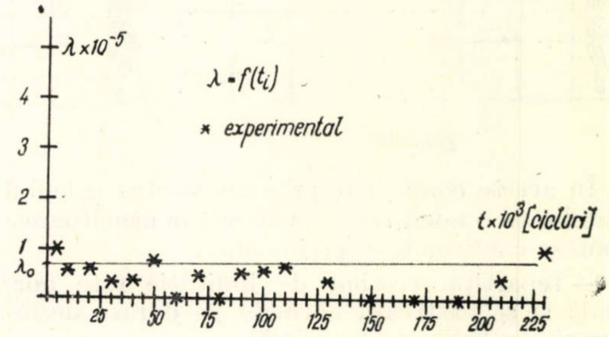


Fig. 4. Intensitatea de apariţie a defecţiunilor λ (t_i).

$$\lambda_0 = 7,86 \times 10^{-6}$$

În aceste condiţii funcţia de fiabilitate va fi :

$$F(t) = e^{-\lambda_0 \cdot t} = e^{-7,86 \times 10^{-6}} \cdot t, \quad (1)$$

iar media timpului de bună funcţionare are expresia :

$$MTBF = \frac{1}{\lambda_0} = 127121 \text{ cicluri} \quad (2)$$

Pentru un nivel de încredere de 95% valoarea minimă (limita inferioară) a mediei timpului de bună funcționare este de 71 700 de cicluri de funcționare, echivalînd cu o perioadă de nouă sute de zile în ipoteza utilizării pe durata unui schimb de zi. Deoarece s-a considerat o utilizare intensivă (timpul minim necesar unei determinări cu aparatul „Rockwell" de circa șase minute) în condiții normale valoarea în zile a mediei timpului de bună funcționare este mai mare.

Pentru cele 230 000 de cicluri la care au fost supuse indicatoarele a rezultat o medie a timpului de reparații :

$MTR = 36'30''$, iar disponibilitatea $P = 99{,}9\%$

Deși distribuția obținută este exponențială, ceea ce ar putea conduce la concluzia că defecțiunile s-ar datora unor cauze accidentale, analiza evoluției erorilor și a cauzelor de apariție a defecțiunilor a arătat că marea majoritate a acestora se datoresc uzurii treptate a elementelor indicatorului. Astfel, pentru cele patru roți dințate $z_1' = 100$ înlocuite în timpul probelor s-a constatat că eroarea cinematică finală depășește cu mult valoarea limită admisă de 20 μm (fig. 5).

Din analiza datelor experimentale rezultă :

$$A = 0{,}5\times10^{-4}\ \mu\text{m/ciclu}$$
$$\sigma_1 = 1{,}21 \qquad (5)$$
$$B = 0{,}6\times10^{-4}\ \mu\text{m/ciclu}$$

Valoarea funcție de fiabilitate se determină cu ajutorul relației :

$$F(t) = \frac{\Phi\left(\dfrac{\delta - At}{\sigma_1 + Bt}\right) - \Phi\left(\dfrac{-\delta - At}{\sigma_1 + Bt}\right)}{2\Phi\left(\dfrac{\delta}{\sigma_1}\right)} \qquad (6)$$

în care :

Ø (δ,t) este funcția normală normată Laplace — Gauss;
δ — jumătatea cîmpului de erori admis în μ m.

Relația (6) permite să se stabilească fiabilitatea unui lot de instrumente atunci cînd se cunosc parametrii distribuției inițiale a erorilor. Poziția punctelor determinată cu relația (6) în raport cu poziția punctelor determinată prin prelucrarea datelor experimentale este prezentată în figura 3.

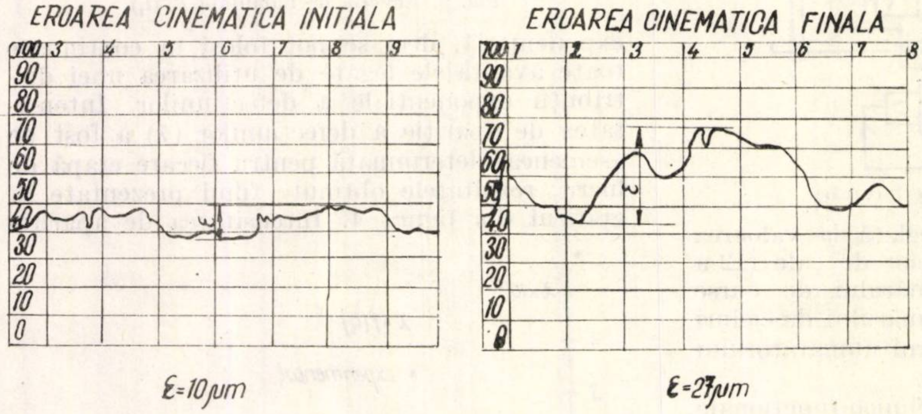


Fig. 5. Eroarea cinematică inițială și finală pentru roata z'_1.

În aceste condiții se propune pentru calculul fiabilității o nouă relație, valabilă în următoarele ipoteze confirmate experimental :

— repartiția erorilor de indicație este normală și se păstrează normală pe durata desfășurării probelor de fiabilitate;

— media erorilor și abaterea medie pătratică variază liniar și crescător (fig. 6) și pot fi calculate cu relațiile :

$$M = At \text{ și} \qquad (3)$$

$$\sigma = \sigma_1 + Bt. \qquad (4)$$

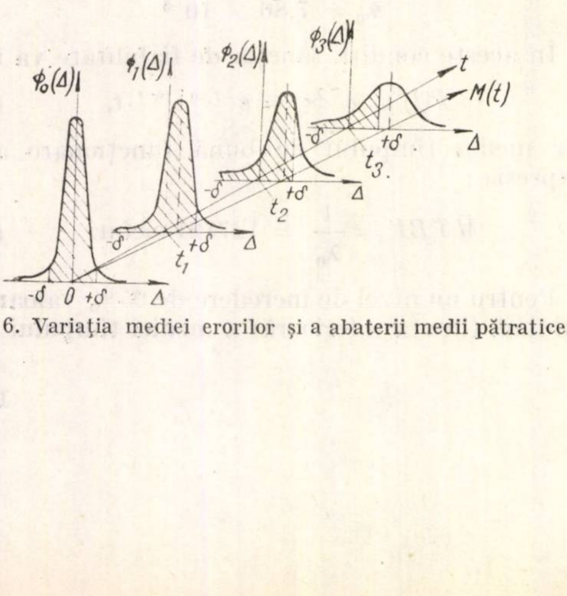


Fig. 6. Variația mediei erorilor și a abaterii medii pătratice.

În **concluzie**, se poate afirma că defecțiunile apărute se datoresc în principal uzurii elementelor din lanțul cinematic al indicatorului și în special uzurii pinionului $z_1 = 16$, roții dințate $z_1' = 100$ și cremalierei de pe tija palpatoare. Dintre acestea elementul cu uzura cea mai importantă, pînă la rupere, este pinionul z_1, deosebit de sensibil la modul cum se realizează angrenarea cu cremalieră. Durata minimă de viață a unui pinion a fost de 30 000 de cicluri, dar în majoritatea cazurilor durata de viață a depășit 230 000 de cicluri. Au fost înregistrate și unele defecțiuni accidentale, cum ar fi slăbirea șuruburilor de fixare a acului indicator sau blocarea mecanismului.

Concluziile de mai sus se pot extinde în anumite limite și la mecanismele altor comparatoare din producția Întreprinderii de mecanică fină din București care sînt la fel cu cele ale indicatoarelor „Rockwell", a căror analiză a fost prezentată.

BIBLIOGRAFIE

1. *Juran, J. M.* și *Gryna, F. M.* jr*:* Calitatea produselor, Editura tehnică, București, 1973.
2. *Bazorsky, I.:* Fiabilité. Théorie et pratique de la sûreté de fonctionnement. Ed. Dunod, Paris, 1966.

3. Tehnologii moderne în mecanica fină

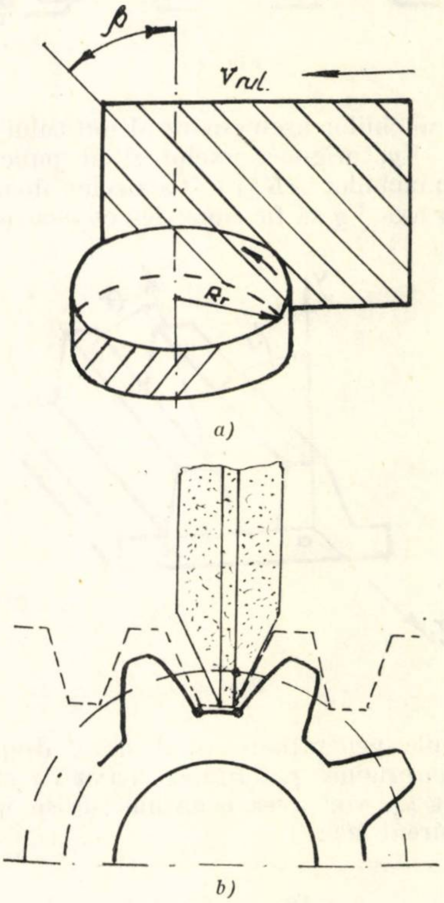
CZ : 621.915

Executarea cuțitelor-roată cu dantură înclinată la Întreprinderea de mecanică fină din București

Ing. Gh. CALEA ; ing. Gh. AMZA — Institutul politehnic – București
Ing. Valeriu MATACHE ; ing. Ion MIRCESCU — Întreprinderea de mecanică fină – București

Cuțitul-roată este o sculă complicată a cărei proiectare și executare sînt dificile, deoarece are mulți parametri care pot influența calitatea danturii mortezate, iar construcția ei este în funcție de un număr mare de parametri ai roții dințate. Tehnologia de execuție a cuțitului-roată cu dinți înclinați nu se deosebește radical de tehnologia de execuție a cuțitului-roată cu dinți drepți, procesul tehnologic cuprinzînd aceleași operații efectuate într-o ordine logică, ordine impusă de precizia și calitatea suprafețelor ce trebuie obținute. Cea mai importantă și în același timp cea mai pretențioasă operație la executare este profilarea dinților, operație ce nu se poate face decît pe mașini cu destinație specială. Întrucît la Întreprinderea de mecanică fină există o mașină de rectificat dantura roților dințate cu dinți drepți și înclinați tip Kolb-KZ30, sînt necesare anumite calcule de reglare și de profilare a pietrei de rectificat, al cărui profil trebuie să materializeze cremaliera generatoare a cuțitului-roată. În această lucrare se determină simplificat calculul parametrilor necesari reglării mașinii de rectificat dantura, folosind instrumentul matematic. Mașina de rectificat dantură tip Kolb rectifică danturi după metoda rostogolirii prin materializarea unui dinte al cremalierei de referință de o piatră bitronconică ce are ambele flancuri active. Piesa rulează alternativ, fără alunecare pe ambele flancuri, generarea danturii făcîndu-se cu generatoarea transpusă prin rulare (fig. 1 a și b).

Cuțitul-roată pentru mortezarea danturii înclinate generează dantura roții prelucrate în plan frontal, muchiile tăietoare ale dinților avînd profilul evolventic în acest plan (profilul conjugat din planul frontal al danturii executate). Rezultă că toți dinții sculei au muchiile tăietoare în planul frontal. Pentru ca muchiile dinților cuțitului-roată să genereze dantura care trebuie realizată pe semifabricat, atît dantura de executat cît și muchiile tăietoare ale cuțitului-roată trebuie să angreneze cu aceeași cremalieră auxiliară. Rezultă deci că această cremalieră auxiliară trebuie să genereze dantura cuțitului-roată. Cremaliera auxiliară, prin pozițiile ei în diferite plane paralele ale semifabricatului (fig. 2), creează în spațiu o cremalieră spațială imaginară, denumită cremalieră generatoare peste care se rostogolește cuțitul roată generînd flancurile dinților respectivi.



a)

b)

Fig. 1

Rularea se face de către o suprafață cilindrică imaginară legată de cuțit, numită cilindru de rulare, peste un plan imaginar legat de cremaliera generatoare. Cilindrul de rulare al cuțitului-roată în planul pe care se face rularea acestui cinlindru se menține același în timpul executării danturii, fiind determinat de reglajul mașinii.

Un dinte al cremalierei generatoare este o prismă cu muchiile înclinate în două plane (fig. 3).

Considerăm un sistem de coordonate xyz ales ca în figura 4 a, astfel ca planul frontal al generatoarei în formă de cremalieră (în planul muchiilor aşchietoare al cuţitului-roată) să fie xVy, originea axelor fiind punctul V comun muchiilor AB şi CD ale celor două flancuri, iar axa Vy să fie simetrică cu acestea.

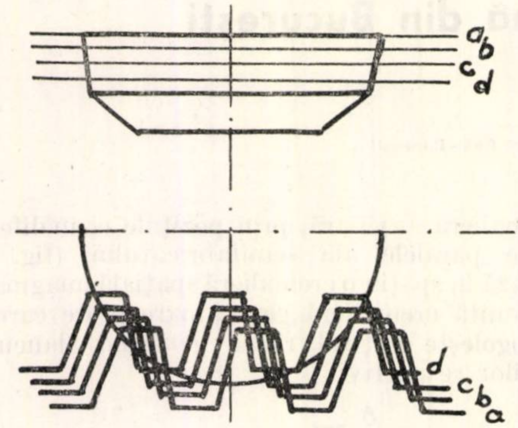


Fig. 2

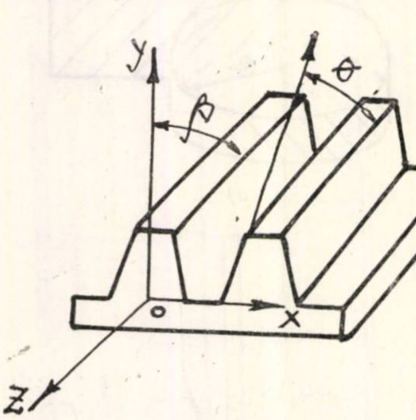


Fig. 3

Muchiile generatoare fiind două drepte ce trec prin originea v, formînd cu axa Vx unghiul constant μ_g, vor avea ecuaţiile (scrise într-un punct curent M) :

$$y_m = x.\mathrm{tg}\mu_g = k.x\,;\quad z_m = 0 \qquad (1)$$

Suprafaţa periferică şi flancurile plane ale cremalierei sînt determinate de familia de directoare paralele Δ_1 şi Δ_2 (fig. 4 b şi c), trecînd prin punctele curente M (z_m, y_m) ale muchiei, şi fiind înclinate faţă de axa Vz (ca în figură) astfel ca să formeze unghiul constructiv θ_y şi unghiurile β ale înclinării dinţilor cuţitului-roată. Notînd cu a, b, c cosinusurile directoare ale dreptelor paralele cu Δ şi care trec prin punctul curent M (x_m, y_m, z_m) ale muchiei, ecuaţiile lor se vor scrie :

$$\frac{x - x_m}{a} = \frac{y - y_m}{b} = \frac{z - z_m}{c} \qquad (2)$$

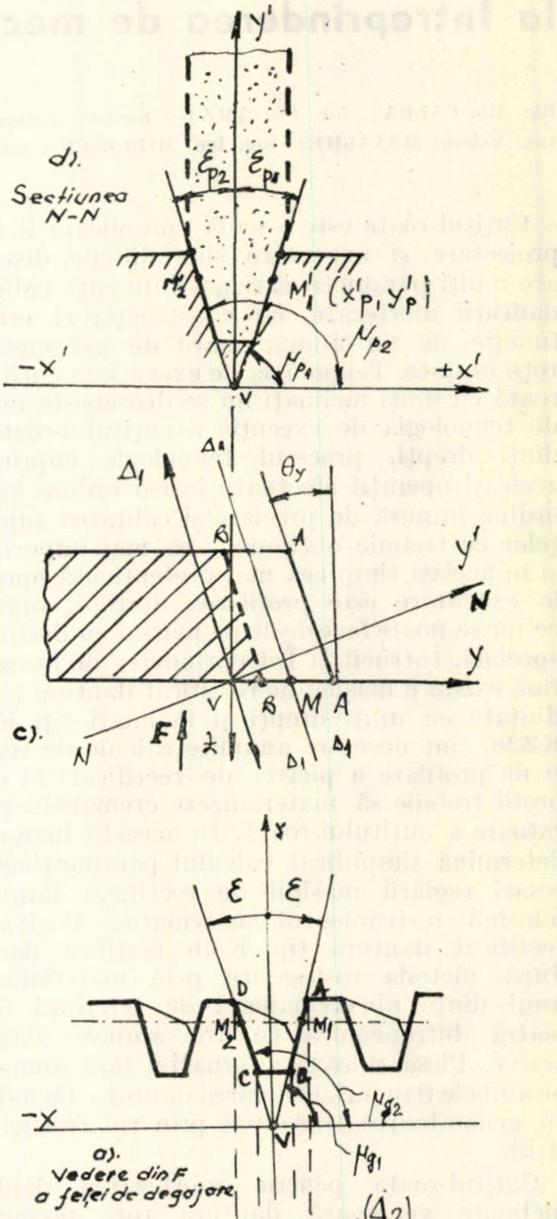

d).
Secţiunea N-N
ε_{p2}
ε_{p1}
M_1
x_{p1}
y_{p1}
N_{p2}
x'
$+x'$
V
Δ_1
θ_y
A
c).
F
N
B
M
A
D_1
Δ_1
y
N
y
ε
ε
a).
Vedere din F a feţei de degajare
−x
M_2
M_1
D
A
C
B
V
μ_{g2}
μ_{g1}
(Δ_2)
β
b).
D C V B A
x
z'
z

Fig. 4

sau :

$$y = m_1x + n_1 \,; \; z = m_2x + n_2 \,; \qquad (2')$$

unde :

$$m_1 = \frac{b}{a} \,; \; n_1 = y_m - \frac{b}{a} x_m = \frac{(ak - b)x_m}{a} \,; \qquad (3)$$

$$m_2 = \frac{c}{a} \,; \; n_2 = - \frac{cx_m}{a} \; (z_m = 0)$$

Ecuaţiile reprezintă totodată şi flancurile plane înclinate ale cremalierei.

Intersectînd familia de directoare Δ cu un plan de profilare N, normal pe ele, obţinem o linie de profil rectilinie $M_1'vM_2'$ (fig. 4, d) care constituie profilul tehnologic al discului abraziv ce prelucrează flancurile cuţitului-roată (materializînd un dinte al cremalierei generatoare). Planul de profilare N, normal pe Δ şi dus chiar prin $V_{(0,0,0)}$ avînd vectorul de poziţie $\bar{n}_v$ paralel cu Δ (a, b, c) va avea ecuaţia :

$$ax + by + cz = 0 \qquad (4)$$

iar punctele curente M_1' şi M_2' ale liniilor de profil corespunzătoare celor două flancuri vor fi soluţiile comune ale sistemului format din ecuaţiile (2) şi (4).

Notînd cu x_p, y_p, z_p coordonatele curente ale liniei de profil obţinute prin rezolvarea sistemului, se obţin ecuaţiile parametrice :

$$x_p = - a\,(bn_1 + cn_2) \,; \; y_p = m_1x_p + n_1 \,;$$

$$z_p = m_2x_p + n_2$$

Înlocuind m_1, m_2 n_1, şi n_2 prin expresiile date de relaţia (3), ecuaţiile liniilor de profil devin :

$$x_p = [(1 - a^2) - abk] \times z_m \,;$$

$$y_p = [(1 - b^2)k - ab] \times z_m \,;$$

$$z_p = - c\,(a + bk) \times x_m \,;$$

unde :

$x_m = x$, ca parametru variabil
$k = \text{tg}\, \mu_g = \text{cotg}\, \varepsilon$: fiind pozitiv pe flancul VA şi negativ pe flancul VD.

Se notează cu (a_x, b_x, c_x) ; (a_y, b_y, c_y) şi (a_z, b_z, c_z) cosinusurile directoare ale celor trei axe $V_{x'}$; $V_{y'}$ şi $V_{z'}$ din sistemul $Vx'y'z'$ al cărui plan $Vx'y'$ se confundă cu planul de profilare N, axa V_z coincide cu vectorul normal $\bar{n}_N$ al acestuia, axa V_y fiind normală pe planul vîrfurilor dinţilor. În sistemul $V_{x'y'z'}$ (axa V_y fiind rotită în jurul axei xx cu unghiul $\eta_x = - a_y$) ecuaţiile parametrice ale punctului curent M' (x_p', y_p', z_p') al profilului vor fi :

$$x_p' = a_x \cdot x_p + b_x \cdot y_p + C_x \cdot Z_p$$

$$y_p' = a_y \cdot x_p + b_y \cdot y_p + C_y \cdot Z_p \qquad (7)$$

$$Z_p' = 0$$

În figura 4 se observă că unghiurile μ_{p1}, μ_{p2} şi ε_{p1}, ε_{p2} care definesc profilul golului în planul N $(V_{x'}y')$ se pot exprima prin relaţia :

$$\text{tg}\mu_p = \text{cotag}\ \varepsilon_p = \frac{y_p'}{x_p'} \,; \qquad (8)$$

sau utilizînd expresiile (7) ale lui x_p' şi y_p' se obţine :

$$\text{tg}\mu_p = \text{cotag}\ \varepsilon_p = \frac{a_y \cdot x_p + b_y \cdot y_p + C_y \cdot z_p}{a_x \cdot x_p + b_x \cdot y_p + C_x \cdot Z_p} . \qquad (8')$$

Înlocuind x_p, y_p şi z_p cu expresiile (6), ordonînd şi făcînd pe $a_y = 0$, se ajunge la relaţia :

$$\text{cotag}\ \varepsilon_p = \frac{k \cdot b_y}{k \cdot b_x + a_x} \,; \text{ cum } k = \text{cotag}\ \varepsilon_p$$

rezultă :

$$V\text{tg}\, \varepsilon_p = \frac{a_x}{b_y} \cdot \text{tg}\, \varepsilon_g + \frac{b_x}{b_y} \qquad (9)$$

Cosinusurile directoare se determină prin metoda pivotărilor, dînd sistemului $V\ x\ y\ z$ o rotire $\eta_x = - a_y$ în jurul axei $V_{x'}$, şi apoi $\eta_y = \beta'$ în jurul axei $V_{y'}$ (fig. 5, a, b, c).

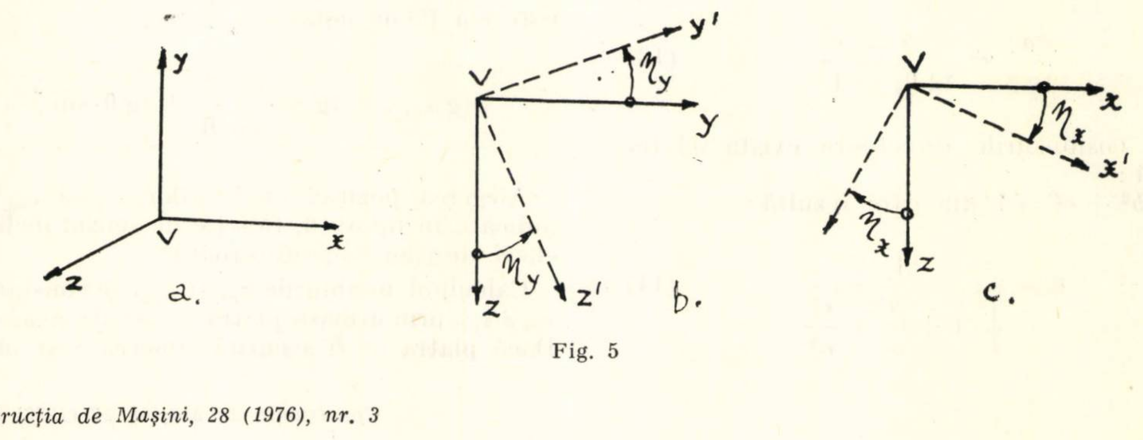


Fig. 5

Considerăm relaţiile generale pentru determinarea cosinusurilor directoare prin metoda pivotării:

$$a_x = \cos\eta_y\cdot\cos\eta_z - \sin\eta_x\cdot\sin\eta_y\cdot\sin\eta_z;$$

$$b_x = \cos\eta_y\cdot\cos\eta_z + \sin\eta_x\cdot\sin\eta_y\cdot\cos\eta_z;$$

$$c_x - \cos\eta_x\cdot\sin\eta_y;$$

$$a_y = -\cos\eta_x\cdot\sin\eta_y;$$

$$b_y = \cos\eta_x\cdot\cos\eta_z; \qquad (10)$$

$$c_y = \sin\eta_x;$$

$$a_z = \sin\eta_y\cdot\cos\eta_z + \sin\eta_x\cdot\cos\eta_y\cdot\sin\eta_z;$$

$$b_z = \sin\eta_y\cdot\sin\eta_z - \sin\eta_x\cdot\cos\eta_y\cdot\cos\eta_z;$$

$$c_z = \cos\eta_x\cdot\cos\eta_y.$$

Înlocuind pivotările: $\eta_x = -a_y$; $\eta_y = \beta'$ şi $\eta_z = 0$ se obţine:

$$a_x = \cos\beta';\ a_y = 0;\ a_z = \sin\beta' \qquad (11)$$

$$b_x = -\sin\theta_y\cdot\sin\beta';\ b_y = \cos\theta_y;\ b_z = -\sin\theta_y\cdot\cos\beta'$$

$$c_x = \cos\theta_y\sin\beta';\ c_y = -\sin\theta_y;\ c_z = \cos\theta_y\cdot\cos\beta'$$

unde β' poate fi pozitiv sau negativ după sensul înclinării danturii dinţilor cuţitului-roată.

Cu aceste relaţii egalitatea (9) devine:

$$\mathrm{tg}\,\varepsilon_{p1,2} = \mathrm{tg}\,\varepsilon_g\frac{\cos\beta'}{\cos\theta_y} \pm \mathrm{tg}\,\theta_y\sin\beta'; \qquad (12)$$

termenul care-l conţin pe $\mathrm{tg}\,\varepsilon_g$ capătă de asemenea semnul acestuia după flancul considerat.

Expresia unghiului β' se poate deduce scriind ecuaţia axei $V_{x'}$, paralelă cu Δ (a, b, c) prin proiecţiile ei pe planele V_{xz} şi V_{yz}:

$$\frac{x}{\mathrm{tg}\,\beta} = \frac{-y}{\mathrm{tg}\,\theta_y} = \frac{z}{1};\ \text{identică cu}\ \frac{x}{a} = \frac{y}{b} = \frac{z}{c};$$

deci avînd proporţionalitatea parametrilor:

$$\frac{a}{\mathrm{tg}\,\beta} = \frac{-b}{\mathrm{tg}\,\theta_y} = \frac{c}{1} \qquad (13)$$

Între cosinusurile directoare există relaţia generală:

$a^2 + b^2 + c^2 = 1$ din care rezultă:

$$a = \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{b^2}{a^2} + \frac{c^2}{a^2}}} \qquad (14)$$

Din relaţia (13), utilizînd expresia (14) rezultă:

$$a = \frac{\mathrm{tg}\,\beta}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\theta_y + \mathrm{tg}^2\,\beta}}$$

$$b = -\frac{\mathrm{tg}\,\alpha_y}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\theta_y + \mathrm{tg}^2\,\beta}} \qquad (15)$$

$$c = \frac{1}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\theta_y + \mathrm{tg}^2\,\beta}}$$

Axa Δ fiind paralelă cu $V_{z'}$; $a_z = a$; $c_z = c$, rezultă:

$$\sin\beta' = \frac{\mathrm{tg}\,\beta}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\theta_y + \mathrm{tg}^2\,\beta}};$$

$$\cos\beta'\cdot\cos\alpha_y = \frac{1}{\sqrt{1 + \mathrm{tg}^2\,\theta_y + \mathrm{tg}^2\,\beta}}$$

care împărţite membru cu membru conduc la expresia lui β'

$$\boxed{\mathrm{tg}\,\beta' = \mathrm{tg}\,\beta_0\cdot\cos\theta_y}. \qquad (16)$$

În mod practic, pentru rectificarea danturii cuţitelor-roată cu dinţi înclinaţi se procedează astfel:

a) se stabilesc după desenul sculei unghiurile β_0; θ şi α_f în care:

β_0 este unghiul de înclinare al elicei dintelui pe cilindrul de rulare al cuţitului-roată;

θ — unghiul de aşezare la vîrful dinţilor, măsurat într-un plan perpendicular pe suprafaţa frontală a sculei;

α_f — unghiul de angrenare frontal al cremalierei generatoare.

b) Se calculează unghiurile β' sub care se înclină piatra de rectificat, folosind relaţia (16) (unghiul sub care trebuie rotită în plan orizontal sania portpiatră de rectificat:

$$\mathrm{tg}\,\beta' = \mathrm{tg}\,\beta_0\cdot\cos\theta$$

c) Se determină unghiurile de profil sub care se ascute discul abraziv, din formula (12) în care s-a făcut notaţia $\varepsilon_g = \alpha_f$;

$$\boxed{\mathrm{tg}\,\varepsilon_{p1,2} = \mathrm{tg}\,\alpha_f\cdot\frac{\cos\beta'}{\cos\theta} \pm \mathrm{tg}\,\theta\cdot\sin\beta'}$$

Alegerea poziţiei unghiurilor ε_{p1} şi ε_{p2} este indicată în figura 6, funcţie de sensul înclinării elicei dinţilor cuţitului-roată.

Calculînd unghiurile ε_{p1} şi ε_{p2}, se constată că $\varepsilon_{p1} \neq \varepsilon_{p2}$, prin urmare piatra se ascute asimetric. Dacă piatra ar fi ascuţită simetric s-ar obţine o cremalieră generatoare asimetrică, dantura cuțitului-roată fiind la rîndul ei asimetrică. Metoda de calcul prezentată mai sus este aplicabilă la rectificarea flancurilor cuțitelor-roată cu dinți înclinați prin rulare, la care materializarea flancului cremalierei generatoare se face pe un abraziv în formă de disc, caracteristic

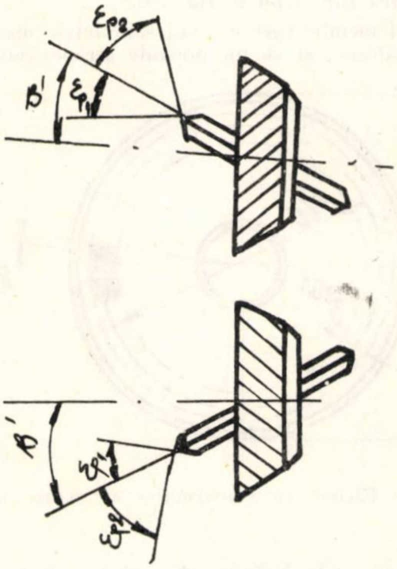


Fig. 6

mașinilor de rectificat dantură care lucrează cu o singură piatră abrazivă (Niles, Pratt și Whitney, Kolb, Modul etc.).

Exemplu de calcul pentru rectificarea flancurilor unui cuțit-roată cu dinți înclinați pe mașina de rectificat dantură tip Kolb K Z 30, cuțitul-roată avînd următoarele elemente :

$$\beta_0 = 32°0'31'' ;$$

$$\theta = 6°00'00'' ;$$

$$\alpha_f = 23°13'47''.$$

1) Se calculează unghiul β' sub care se rotește în plan orizontal sania portpiatră ; $\operatorname{tg}\beta' = \operatorname{tg}\beta_0 \cdot \cos\theta = \operatorname{tg} 32°0'31'' \cdot \cos 6° = 0{,}62163$ rezultă :

$$\beta' = 31°52'13''$$

2) Se calculează unghiurile de profil sub care se ascute discul abraziv :

$$\operatorname{tg}\varepsilon_{p1} = \operatorname{tg}\alpha_f \cdot \frac{\cos\beta'}{\cos\theta} + \operatorname{tg}\theta \cdot \sin\beta' =$$

$$= \operatorname{tg} 23°13'47'' \frac{\cos 31°52'13''}{\cos 6°} + \operatorname{tg} 6° \cdot \sin 31°52'13''$$

Făcînd calculele rezultă :

$$\varepsilon_{p1} = 23°18'42''$$

$$\operatorname{tg}\varepsilon_{p2} = \operatorname{tg}\alpha_f \cdot \frac{\cos\beta'}{\cos\theta} - \operatorname{tg}\theta \sin\beta' =$$

$$= \operatorname{tg} 23°13'47'' \frac{\cos 31°52'13''}{\cos 6°} - \operatorname{tg} 6° \cdot \sin 31°52'13''$$

Făcînd calculul rezultă :

$$\varepsilon_{p2} = 17°40'48''.$$

BIBLIOGRAFIE

1. *Calea, Gh.* : Metodă de ascuțire a cuțitelor-roată. Construcția de mașini nr. 9, București, 1970.
2. *Duca, Z.* : Teoria sculelor așchietoare. Ed. tehnică, București, 1967.
3. *Sauer, L.* : Proiectarea sculelor — Editura didactică și pedagogică, București, 1969.
4. *Bolez, F.* : Angrenaje — Editura tehnică, București, 1962.
5. *Lăzărescu, I.* : Calculul și construcția sculelor așchietoare.
6. *Sauer, L.* : Scule pentru danturare — Editura didactică și pedagogică, București, 1960.

* * *

CZ ; 681.31

Realizarea scărilor utilizate în sistemul de citire incremental, prin fotogravare

Asist. ing. Simona **ANTONESCU** — Institutul politehnic — București
Ing. Gabriela **FERRARIO** — Întreprinderea mecanică — Cîmpulung

0. Generalități

Reducerea toleranțelor de prelucrare ale pieselor utilizate în agregatele tehnicii moderne, care impune atît mașini-unelte cu precizie ridicată de poziționare a sculei în raport cu piesa cît și instrumentar de control cu o precizie corespunzătoare, precum și tendința de automatizare a proceselor tehnologice, sînt cauze care fac ca scările tip raster și codificate, folosite în sistemul de citire incremental, să capete o răspîndire tot mai mare.

Principiul de lucru al codificatorilor electrooptici circulari este următorul (fig. 1) : fiecare din cele două discuri suprapuse (1) și (2) au trasate pe una din suprafețele frontale cîte o rețea identică de fante radiale transparente, alternînd cu fante opace. Discul (1), numit mască, își menține poziția fixă, în timp ce discul (2) este solidar cu elementul, prin intermediul căruia este preluată deplasarea a cărei valoare trebuie citită (de exemplu, un șurub micrometric). Scările sînt iluminate cu (3), iar prin rotirea discului (2) fotodioda (4) sesizează diferența de intensitate luminoasă care apare între cele două momente extreme : obturare totală (fig. 1 a) și neobturare (fig. 1 b). Impulsul electric care ia astfel naștere poate fi numărat, afișat și imprimat, ceea ce permite o acumulare automată de date, iar în continuare legătura cu un calculator poate decreta asupra corectitudinii datelor obținute. Scările tip raster pot fi realizate din tablă cu fante executate mecanic sau din sticlă cu fante gravate sau fotoimprimate, această din urmă soluție fiind cea mai modernă și aproape exclusiv folosită. Ne-am ocupat de tehnologia de realizare a scărilor raster circulare de sticlă.

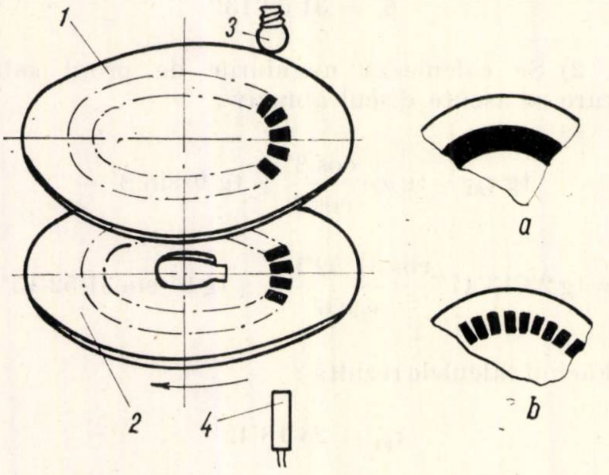


Fig. 1 — Principiul de lucru al codificatorilor electrooptici circulari.

1. Tehnologia

1.1. *Condiții tehnice*

Ne-am impus obținerea unei scări ale cărei elemente constructive reies din figura 2 și pe care am întrebuințat-o într-un dispozitiv micrometric de citire a deplasărilor. Șurubul micrometric are pasul de 0,5 mm și ne-am propus realizarea unei scări care să dea o precizie teoretică de 0,001 mm.

Condițiile tehnice impuse piesei, care decurg din principiul de funcționare ca și din precizia de citire dorită, sînt :

— circumferința de Ø = 40 mm să cuprindă 500 de repere echidistante ;

— eroarea admisibilă la lățimea reperelor ca și diferența între reperul opac și cel transparent să nu depășească 2′ ;

— abaterea de coaxialitate a alezajului față de coroana cu repere să fie de maximum 0,1 mm ;

— abaterea de planeitate a suprafeței să fie de maximum 9 μm ;

— abaterea de paralelism a celor două suprafețe frontale să fie de maximum 15′ ;

— polisarea suprafeței la Ra 0,012 ;

— stratul metalic care creează suprafețele opace să aibă grosime uniformă și să nu prezinte străpungeri.

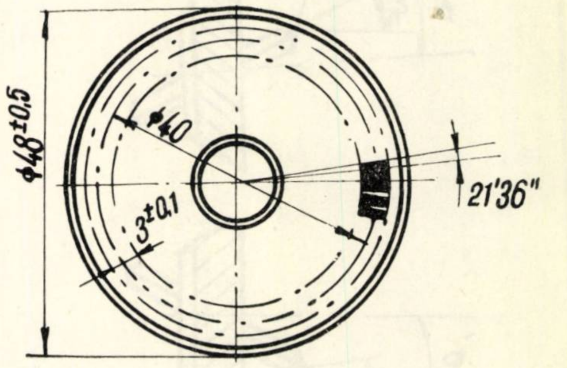


Fig. 2 — Elementele constructive ale scării circulare.

Defectele admisibile ale sticlei sînt date [1] funcție de caracteristicile sistemului optic în care este utilizată scara. S-a ales un material dur cu mare puritate încă de la elaborare și anume o sticlă tip crown-BK 10.

1.2. *Procesul tehnologic*

Au fost încercate mai multe procedee clasice de obținere a scării : divizarea directă pe sticlă cu colorarea ulterioară a reperelor, divizarea pe lac urmată de atac chimic, divizarea pe peliculă de aluminiu, divizarea prin metode foto. Dintre acestea **metoda** de execuție **prin fotogravare** a dat cele mai bune rezultate și s-a dovedit a fi cea mai proprie realizării scărilor de citire din sistemul incremental. Fotogravarea presupune în mare trei etape [2]: confecționarea clișeului, realizarea suportului de sticlă și execuția scării propriu-zise.

Confecționarea clișeului începe prin realizarea șablonului executat pe hîrtie obișnuită de desen la scara 10 :1, iar prin fotografierea acestuia într-o instalație foto cu ghidaje de mare stabilitate, cu obiective precis corectate și reglare prin microscop, șablonul a fost micșorat de zece ori și a fost obținut clișeul a cărui mărime corespunde dimensiunii reale a scării.

Execuția suportului de sticlă se face printr-o succesiune de operații cu fixarea piesei pe dispozitivul de prelucrare cu ajutorul unui strat fin de parafină și utilizînd ca abraziv în operația finală oxidul de ceriu. Acoperirea cu bicromat de potasiu, care în prezența unei rășini fotosensibile reacționează ca un strat fotosensibil, s-a făcut într-o instalaţie de depunere sub vid, care poate da un vid de 1.10^{-5} mm.Hg, indicat la depunerile de straturi subţiri.

Realizarea scării propriu-zise presupune acoperirea cu o răşină fotosensibilă a cărei uniformitate este asigurată de temperatura suportului de sticlă ca şi a soluţiei depuse. În urma uscării prin contactul direct între suportul de sticlă şi clişeu, urmată de expunerea în lumină, porţiunile de peliculă fotosensibilă iluminate devin insolubile, astfel că la atacul ulterior cu sodă caustică restul substanţei fotosensibile poate fi îndepărtat cu uşurinţă.

2. Rezultate obţinute

Pentru determinarea performanţelor realizate a fost măsurată grosimea reperelor ca şi pasul unghiular, iar abaterile constatate au fost înscrise în diagramele din figura 3. Variaţia grosimii reperelor Δg este cuprinsă între 7 şi 12 μm, iar variaţia pasului unghiular Δp între 15' şi —3'. Variaţiile relativ mari se datoresc mai ales calităţii de execuţie a şablonului după care a fost obţinut clişeul şi la realizarea căruia n-am dispus de nici una din condiţiile teoretic impuse: peliculă transparentă acoperită cu lac colorat, pe care desenul este obţinut prin zgîriere pe un coordinatograf.

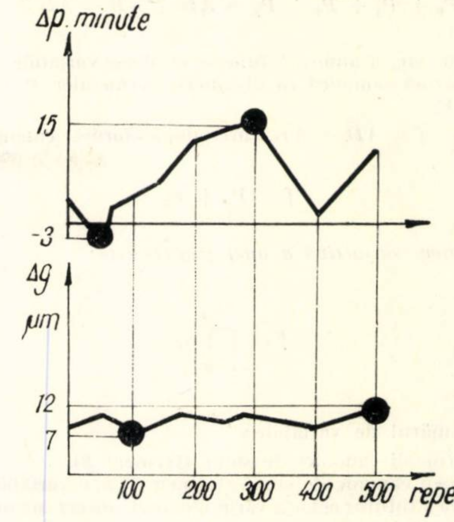


Fig. 3 — Diagramele de variaţie a parametrilor caracteristici scării circulare; grosimea reperelor şi pasul circular.

BIBLIOGRAFIE

1. *Bardin, A.*: Tehnologia sticlei optice, I.D.T., Bucureşti.
2. *Diaconescu, Gh.* şi col.: Tehnologia mecanicii fine, Ed. tehnică, 1969.
3. *Haare, M.*: Photomechanische Herstellung von Skalenteilungen, Feinwerktechnik 52—1968.
4. *Irver, H., Culver, Scheltra, C.*: Patent 3628038—1971 — U.S.A.

◆

MATERIALE DOCUMENTARE

CZ: 512 ;681.31

Prelucrarea automată a datelor (VII).[*] Algebra Boole şi circuitele logice

7.4. Forme canonice

Un **termen canonic** al unei funcţii booleene este acel termen în care intră toate variabilele de care depinde funcţia, fie direct fie în formă negată. O funcţie este prezentată sub formă canonică atunci cînd este dată ca o expresie constituită din termeni canonici. Există 2^n termeni canonici (de la 0 la 2^n).

În general, există **patru forme canonice** ale unei funcţii logice:

— forma disjunctă (cu SAU);
— forma conjunctivă (cu ŞI);
— forma cu ŞI—NU;
— forma cu NICI.

7.4.1. Forma disjunctivă a unei funcţii este:

$$f = \sum_{i=0}^{2^n-1} P_i$$

unde:

n este numărul de variabile;
P_i — termenii canonici de produse (sau termeni P).

Un termen canonic de produs (termen P) a n variabile este produsul logic al tuturor celor n variabile (luate direct sau negate).

Astfel, pentru două variabile A şi B, termenii P sînt:

$$P_0 = \bar{A}\bar{B};\ P_1 = \bar{A}B;\ P_2 = A\bar{B};\ P_3 = AB,$$

iar pentru trei variabile, A, B şi C, termenii P sînt:

$$P_0 = \bar{A}\,\bar{B}\,C \qquad P_4 = A\,\bar{B}\,C$$

$$P_1 = \bar{A}\,\bar{B}\,C \qquad P_5 = A\,\bar{B}\,C$$

$$P_2 = \bar{A}\ B\,C \qquad P_6 = A\ B\,C$$

$$P_3 = \bar{A}\ B\,C \qquad P_7 = A\ B\,C$$

---

[*] Părţile I — VI au fost publicate în „Construcţia de maşini", numerele: 8/1973; 10/1973; 4/1974; 5—6/1974; 7—8/1974; 4/1975.

Astfel, funcţia de două variabile se prezintă în formă disjunctivă ca suma logică a termenilor P_i ($i = 0, 1, 2, 3$),

$$f = P_0 + P_1 + P_2 + P_3 = \bar{A}\bar{B} + \bar{A}B + A\bar{B} + AB$$

În particular, o anumită funcţie de două variabile se prezintă în formă canonică ca disjuncţia termenilor P_i care au valoarea 1.

Funcţia : $f = \bar{A}\bar{B} + AB$, are două forme canonice :

$$f = P_0 + P_3$$

7.4.2. Forma conjuctivă a unei funcţii este:

$$f = \bigcap_{i=0}^{2^n-1} S_i$$

unde :

n este numărul de variabile :

S_i — termenii canonici de sume (termeni S).

Un termen canonic de sumă (termen S) a n variabile este suma logică a tuturor celor n variabile (luate direct sau negate).

Pentru o funcţie de două variabile, A şi B, termenii S sînt :

$$S_0 = A + B \qquad S_2 = \bar{A} + B$$

$$S_1 = A + \bar{B} \qquad S_3 = \bar{A} + \bar{B}$$

Forma conjunctivă a unei funcţii de două variabile este :

$$f = S_0 \cap S_1 \cap S_2 \cap S_3$$

În particular, o anumită funcţie de două variabile se prezintă în formă conjunctivă ca produsul logic (conjuncţia) termenilor S_i.

Cunoscînd proprietatea generală (dedusă din formulele lui De Morgan) :

$$P_i = \bar{S}_i \text{ sau } S_i = \overline{P}_i$$

se poate găsi uşor forma conjunctivă a funcţiei.

Fie tot funcţia $f = \bar{A}\bar{B} + AB$, care exprimată în formă disjunctivă a fost :

$$f_0 = P_0 + P_3$$

Deoarece :

$$P_0 = \bar{S}_0$$

$$P_3 = \bar{S}_3$$

se poate scrie :

$$f = \bar{S}_0 + \bar{S}_3 = \overline{S_0 \cdot S_3} = \overline{(A + B)\cdot(\bar{A} + \bar{B})}$$

Orice termen care nu este complet, în sensul că nu sînt prezente toate variabilele, se numeşte **termen elementar**, iar forma sub care se prezintă o funcţie logică în care apare cel puţin un termen elementar se numeşte formă elementară sau **normală**.

De exemplu, $f = \bar{A}B + C$ este o formă elementară

Dintr-o formă canonică se poate obţine o formă elementară, prin operaţia de simplificare a funcţiei logice.

7.4.3. Proprietăţile funcţiei logice de n variabile

Se vor prezenta, fără demonstraţie, principalele proprietăţi ale funcţiei logice, reprezentate în forma canonică.

Pentru o funcţie logică de n variabile sînt valabile următoarele :

a) Suma logică a tuturor termenilor P_i este egală cu 1 :

$$\sum_{i=0}^{2^n-1} P_i = 1$$

b) Produsul logic al tuturor termenilor S_i este egal cu 0 ;

$$\prod_{i=0}^{2^n-1} S_i = 0$$

c) Produsul logic a doi termeni P_i şi P_j oarecare este nul :

$$P_i \, P_j = 0, \text{ pentru } i \neq j$$

d) Suma logică a doi termeni S_i şi S_j oarecare este egal cu 1 ;

$$S_i + S_j = 1, \text{ pentru } i \neq j$$

e) Funcţia f se poate reprezenta printr-o sumă logică unică de termeni P_i :

$$f = \sum_{i=0}^{2^n-1} \alpha_i \, P_i$$

unde $\alpha_i \in \{0,1\}$

α_i este **numărul caracteristic** al funcţiei logice.

f) Funcţia f se poate reprezenta printr-un produs unic de termeni S_i :

$$f = \prod_{i=0}^{2^n-1} (\alpha_i + S_i)$$

unde $\alpha \in \{0,1\}$

g) Complementul unei funcţii logice poate fi reprezentat printr-o sumă logică unică de termeni P_i :

$$\bar{f} = \sum_{i-0}^{2^n-1} \bar{\alpha}_i \, P_i$$

h) Complementul unei funcţii logice poate fi reprezentat printr-un produs logic unic de termeni S_i ;

$$f = \prod_{i=0}^{2^n-1} (\bar{\alpha}_i + S_i)$$

Fie de exemplu funcţia logică de trei variabile ;

$$f = \bar{A}\bar{B}C + \bar{A}BC + AB\overline{C}$$

Se poate scrie :

$$f = P_1 + P_2 + P_6$$

Adică avem :

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_6 = 1$$

$$\alpha_0 = \alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_5 = \alpha_7 = 0$$

Prin negare obţinem :

$$\bar{f} = P_0 + P_3 + P_4 + P_5 + P_7$$

7.5. Expresii numerice

Mai puțin folosită, reprezentarea unei funcții logice sub forma unei expresii numerice presupune o relație de forma :

$$f = R\ (a,\ b,\ c, \ldots,\ n)$$

în care :

R arată că este vorba de o ,,reuniune''

a, b, $c, \ldots, n$, sînt valori numerice, în zecimal sau octal ale numerelor binare din tabelul sau diagrama de combinații a funcției respective luate pentru fiecare ,,1'' al funcției. De exemplu, pentru funcția :

$$f = \bar{A}\overline{C} + AB + A\overline{B}C$$

din tabelul 5* se obțin valorile :

0 (pentru 000)
2 (pentru 010)
5 (pentru 101)
6 (pentru 110)
7 (pentru 111)

deci :

$$f = R\ (0,\ 2,\ 5,\ 6,\ 7)$$

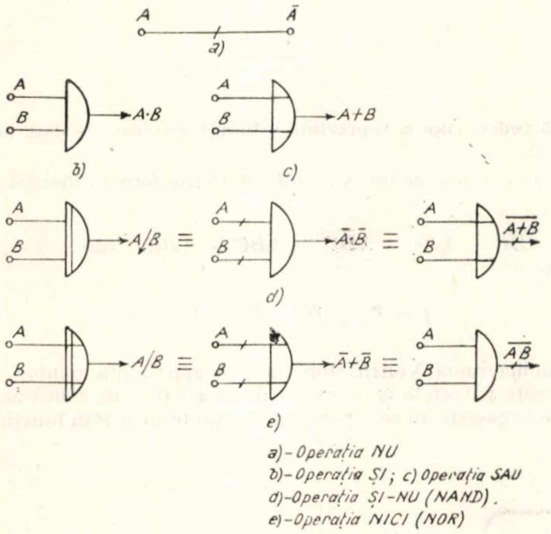


Fig. 1

7.6. Logigrame (scheme logice)

Acest mod de reprezentare a unei funcții logice a fost deja folosit în prima parte a lucrării.**

Folosind diferite simboluri pentru a reprezenta operațiile logice, cum sînt cele mai sus (fig. 1), se poate reprezenta funcția :

$$f = \bar{A}C + AB + A\overline{B}C$$

conform figurii 2.

8. Simplificarea funcțiilor logice

În practică, funcțiile booleene pot apărea în general în următoarele situații :

— ca traducere simbolică a unui ansamblu de condiții de funcționare : expresia obținută este redondantă și poate fi simplificată ;

— la sinteza circuitelor secvențiale, cînd funcțiile de excitație se obțin sub formă de tabele sau matrice de combinații.

Prin **simplificarea funcțiilor logice** se înțelege trecerea funcției din forma canonică într-o formă elementară (sau normală), după cum s-a arătat în paragraful 7.4.2.

Între formele elementare există una care este cea mai simplă, numită **formă elementară minimă.**

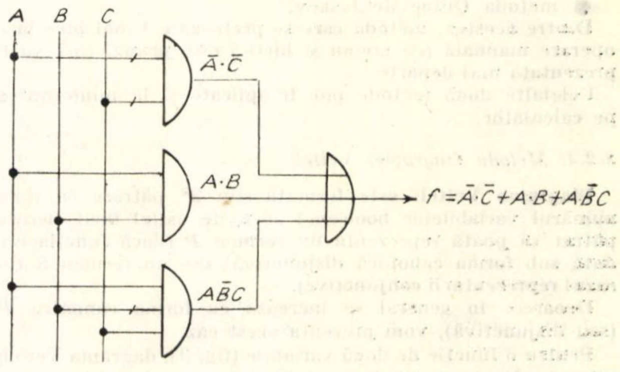


Fig. 2

Scopul metodelor de minimizare este tocmai acela de a găsi această formă minimă.

8.1. Criterii de minimizare

Forma elementară minimă se consideră a fi în general aceea care are :

— un număr minim de intrări ;

— un număr minim de termeni canonici.

Totuși, criteriul de minimizare este ales în funcție de tehnologia adoptată.

Pe de altă parte, circuitul logic optimal din punct de vedere tehnologic se alege după considerente secundare :

— întîrzierea maximă impusă fixează o limită superioară pentru numărul de etaje logice în cascadă ;

— din dorința de a simplifica construcția și depunarea se poate adopta un montaj neminimal, prezentînd proprietăți utile de simetrie și de regularitate ;

— natura modelelor logice disponibile poate impune utilizarea anumitor operații logice.

Cele mai uzuale **criterii de minimizare** sînt următoarele trei :

a) minimizarea numărului variabilelor cu sau fără negație ;

b) minimizarea numărului termenilor ;

c) minimizarea sumei formate din sumele parțiale ale variabilelor și termenilor.

Se remarcă faptul că în cadrul criteriului (a) operatorii de negație nu sînt luați în considerare, deoarece în ansamblurile logice complexe complementele variabilelor se pot obține foarte simplu. În urma aplicării acestor criterii de minimizare se obține o expresie minimală sub forma ori a unei reuniuni de intersecții (forma disjunctivă), ori a unei intersecții de reuniuni (forma conjunctivă). Aceste forme optimale se numesc reuniunea minimală și intersecția minimală.

8.2. Metode de minimizare

În general se cunosc metoda algebrică de simplificare și metode grafice de minimizare

8.2.1. Metoda algebrică

Această metodă aplică proprietățile cunoscute din algebra Boole, dintre care :

— distributivitatea produsului față de sumă ;

— distributivitatea sumei față de produs ;

— relațiile lui De Morgan ;

— proprietățile elementare ale sumei și produsului logic.

Metoda algebrică nu este în general comod de utilizat.

---

* Prezentat în partea a III-a, nr. 4/1974 al revistei.

** Construcția de mașini, nr. 8/1973.

8.2.2. Metode grafice

Se cunosc trei metode grafice de minimizare mai uzuale ;

- metoda diagramei Veitch ;
- metoda tabelelor Harvard ;
- metoda Quine-McCluskey.

Dintre acestea, metoda care se pretează cel mai bine la o operare manuală (cu creion şi hîrtie) este prima, care va fi prezentată mai departe.

Celelalte două metode pot fi aplicate şi la minimizarea pe calculator.

8.2.3. Metoda diagramei Veitch

Diagrama Veitch este formată din 2^n pătrate (n fiind numărul variabilelor booleene) aranjate astfel încît fiecare pătrat să poată reprezenta un termen P (dacă funcţia ete dată sub forma canonică disjunctivă) sau un termen S (în cazul reprezentării conjunctive).

Deoarece în general se lucrează cu forma canonică P (sau disjunctivă), vom prezenta acest caz.

Pentru o funcţie de două variabile (fig. 3), dagrama Veitch este un pătrat constituit din patru pătrate miaimici.

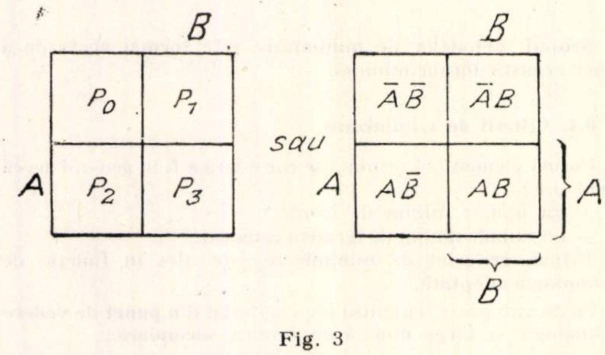


Fig. 3

Astfel, funcţia :

$$f = P_0 + P_1 + P_2 + P_3 + = \bar{A}\bar{B} + \bar{A}B + A\bar{B} + AB$$

este reprezentată prin cele patru mici pătrate, fiecare corespunzînd unei teoreme P.

În figura 4 se prezintă diagrama Veitch pentru o funcţie de trei variabile (A, B, C) :

$$f = P_0 + P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6$$

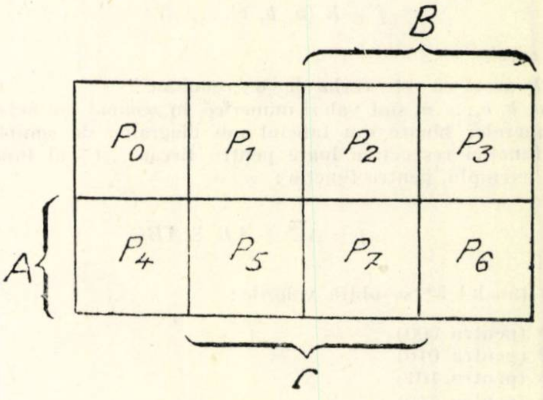


Fig. 4

În figura 5 se prezintă diagrama Veitch pentru o funcţie de patru variabile :

$$f = \sum_{i=0}^{15} P_i$$

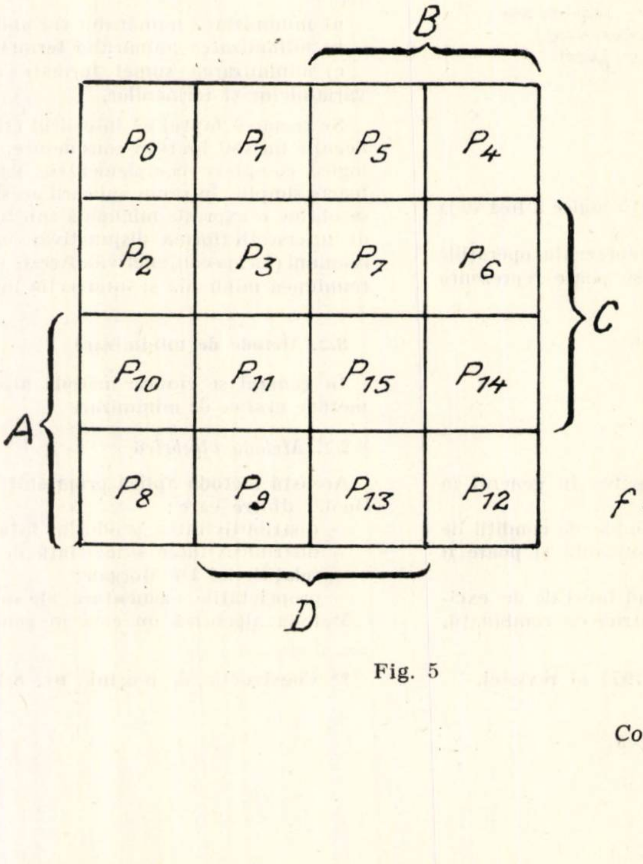
Să vedem cum se reprezintă o funcţie oarecare în diagrama Veitch.

Fie funcţia f, de trei variabile, dată sub formă canonică P :

$f = \bar{A}\bar{B}C + \bar{A}BC + A\bar{B}C + ABC + ABC$, care se mai poate scrie :

$$f = P_1 + P_2 + P_5 + P_6 + P_7$$

În diagrama Veitch, funcţia f se reprezintă punînd „1' în toate pătratele unde există funcţia f (fig. 6), adică acolo unde se găseşte un corespondent al unui termen P în funcţia f.



$$f = \sum_{i=1}^{15} P_i$$

Fig. 5

Reprezentarea termenilor canonici

Termenii canonici se reprezintă în diagrama Veitch ţinînd seama de pătratele atribuite variabilelor respective.

Astfel, termenul $\bar{A}BC$ este reprezentat în figura 7 în locul indicat pe figură, deoarece conform convenţiei iniţiale (prin care s-au „repartizat" pătrăţelele variabilelor), în acest pătrăţel avem: $\bar{A}$ (A este în linia de jos a diagramei), B (ultimele două coloane) şi C (în coloanele din mijlocul diagramei).

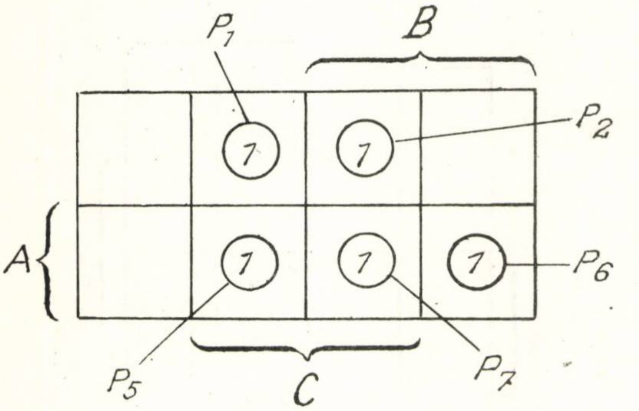


Fig. 6

Reprezentarea termenilor elementari

Un termen elementar, cu cît are mai puţine variabile, ocupă o zonă mai mare în diagrama Veitch.

În figurile 7, 8 şi 9 s-au reprezentat respectiv termenii: $\bar{A}BC$ (termen canonic), BC şi C.

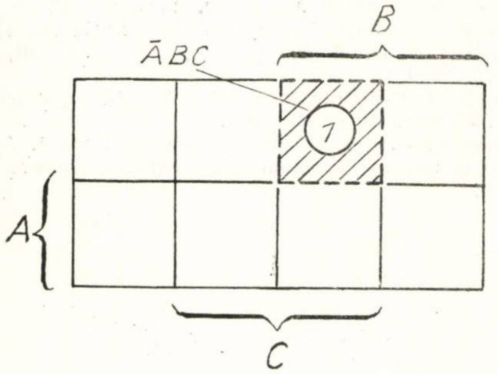


Fig. 7

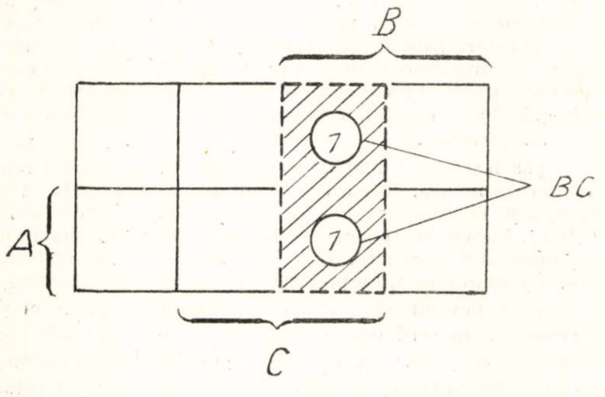


Fig. 8

Metoda de minimizare

Metoda diagramei Veitch presupune următorii paşi:

Pasul 1 Se reprezintă funcţia (toţi termenii canonici şi elementari) în diagrama Veitch.

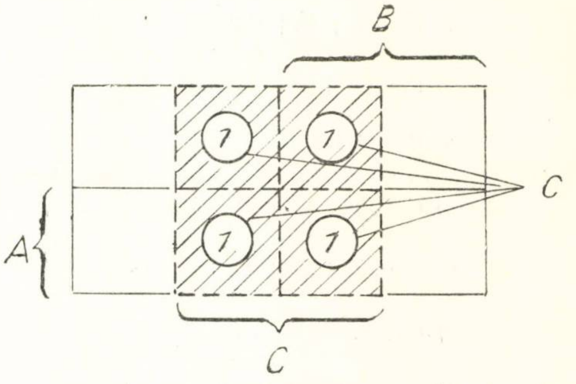


Fig. 9

Pasul 2. Se caută acoperirea tuturor pătrăţelelor marcate cu „1" în diagramă prin suprafeţe care să corespundă unor termeni elementari.

Pasul 3. Se scrie funcţia în formă minimă corespunzînd celei mai simple (economice) acoperiri a funcţiei.

Să luăm spre exemplu funcţia de trei variabile;

$$f = C + \bar{A}BC \qquad \text{(fig. 10)}$$

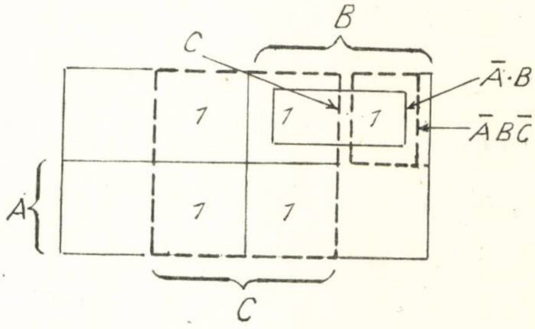


Fig. 10

Se observă că:
$f = C + \bar{A}B$, aceasta fiind forma simplificată a lui f.

9. Probleme de control

În final, considerăm util a prezenta cîteva probleme pentru verificarea cunoştinţelor.

1) Să se facă analiza (punerea în ecuaţie) a circuitului logic din figura 11.

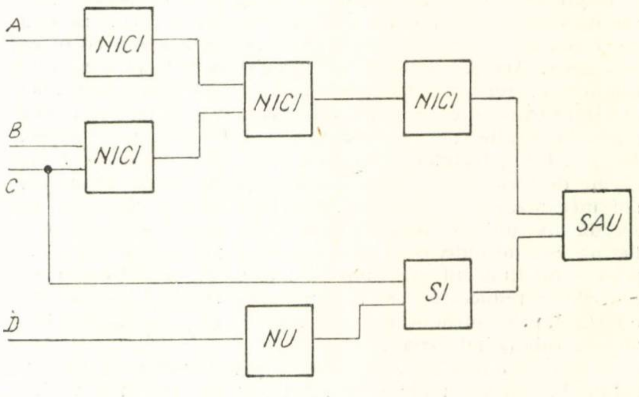


Fig. 11

2) Să se facă sinteza circuitului logic exprimat prin ecuaţia :

a) $F = \overline{A}\overline{B}C + B\overline{E} + A\overline{D}E$

b) $F = \bar{A} + \overline{B} + C + \overline{D}$

c) $F = (A + B)\ (C + \overline{D})$

d) $F = A\ B\ C\ \overline{D}$

e) $F = xy + \overline{y}z + x\overline{z}$

f) $F = xyz + yz + z$

g) $F = x\swarrow y\swarrow z + xyz$

3) Să se simplifice următoarele funcţii logice, folosind metoda diagramei Veitch :

a) $F = \bar{A}\overline{B} + A\overline{B} + \overline{A}B$

b) $F = \bar{A} + AB$

c) $F = CD + C\overline{D} + ABC + \overline{B}D + DC + \bar{A}BCD$

d) $F = C\overline{D} + CD + ABC + \overline{B}D + BC + \bar{A}BCD$

Răspuns :

a) $F = \bar{A} + \overline{B}$

b) $F = A + B$

c) $F = D + C$

d) $F = B + D + C$

4) Să se interpreteze suprafaţa totală haşurată din diagrama Veitch din figura 12

Răspuns :

$$F = AB + B\overline{D} + B(A + \overline{D})$$

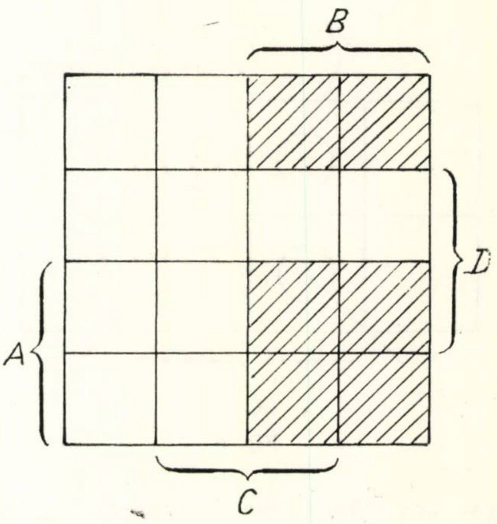


Fig. 12

BIBLIOGRAFIE

1. * * * Algèbre de Boole. Utilisation pour la simplification des circuits logiques. Cours programmé, Dunod, Paris, 1971.
2. *Chu, Yaohan:* Bazele proiectării calculatoarelor numerice, Ed. tehnică, Bucureşti, 1968.
3. *Denis-Papin, M.* şi *Malgrange, Y.:* Exerciţii de calcul boolean cu soluţiile lor, Ed. tehnică, Bucureşti, 1970.
4. *Morris, N. M.:* Logic circuits, McGraw—Hill, New York, 1969.
5. *Naslin, P.:* Circuite logice şi automatizări secvenţiale. Ed. tehnică, Bucureşti, 1967.
6. *Petitclerc, A.:* Traité des ordinateurs, tome 1. Algèbre logique aritmétique binaire, algorithmes, Dunod, Paris, 1970.

◆

CZ: 621-52

Roboţii industriali

1. Generalităţi

În procesele de lucru care se defăşoară în medii periculoase, rău mirositoare, zgomotoase, la temperaturi mari care solicită mari eforturi fizice etc., cadrele se recrutează din ce în ce mai greu. Aceeaşi tendinţă se înregistrează şi la operaţiile plicticoase, repetate, monotone, intervenite în urma unei diviziuni exagerate a muncii, din turnătorie, forjă, deservirea maşinilor-unelte, montaj, magazinaj, transport, manipulare, control. Lipsa forţelor de muncă, creşterea salariilor şi noile norme de securitate a muncii duc în ţările industrializate la noi mecanizări şi raţionalizări. În organizarea modernă se acordă mai puţină atenţie ridicării gradului de exploatare a fiecărei maşini individuale luate izolat şi mai multă fabricării produsului final într-un timp cît mai scurt ; situaţie la care contribuie reducerea, chiar eliminarea stocării pieselor la interfaze, prin introducerea unor aparate în program flexibil, numite roboţi industriali.

Manipularea pieselor se executa înainte numai manual, dar raţionalizarea s-a impus şi în acest domeniu din mai multe motive : astfel, adesea trebuie să se manipuleze piese foarte grele (de exemplu buloane) ; procesele de lucru sînt uneori nocive (de exemplu lăcuitul) ; ele solicită frecvent un efort unilateral sau devin monotone, constînd din aceleaşi mişcări repetate (de exemplu la prese) ; uneori se manipulează piese la temperaturi ridicate (de exemplu la cuptoare). Se mai impune automatizarea într-o serie de operaţii necesare, care reprezintă timpi neproductivi, a căror minimizare este necesară mai ales la maşinile costisitoare (de exemplu fixarea şi scoaterea pieselor).

Un pas înspre automatizare este aranjamentul celular al locurilor de muncă. Într-o celulă automată şi flexibilă ca şi împrejurul ei toate procesele de producţie se desfăşoară automat. Piesele brute sînt predate celulei spre prelucrare şi cele finite sînt evacuate. În cadrul celulei şi manipularea decurge deci automat. La producţia în serii mari manipularea mecanică a devenit esenţială. Ea îşi croieşte însă drum şi în producţia în serii mici şi mijlocii, în urma introducerii tehnologiei de grup, la producţia familiilor de componente, datorită căreia investiţia în roboţi poate fi mai uşor motivată. Piese cu profil similar, prelucrate la acelaşi sistem de maşini pot fi mai uşor aduse la punctul de alimentare şi orientare de manipulatoare automate. Tot tehnologia de grup prevede gruparea împreună a maşinilor care produc componente ce urmează să se prelucreze în aceeaşi ordine. Aceste două forme ale tehnologiei de grup adună seriile mici, care cer aceleaşi operaţii la schimbarea sculelor şi pun aceleaşi condiţii de manipulare spre a forma serii mai mari. De ani de zile visul cercetătorilor a fost construirea unui robot care să poată munci tot atît de bine ca şi un om. Dar în stadiul actual al ştiinţei şi tehnicii realizarea acestui vis este imposibilă. Un astfel de robot ar costa sume foarte mari, iar integrarea sa în producţie ar fi foarte complicată. Un robot industrial de astăzi îndeplineşte nişte funcţii cu mult mai simple.

Roboţii generali se pot clasifica în trei categorii : suprainteligenţi, inteligenţi şi neinteligenţi. Metodele de programare sînt : sistemul punct la punct şi comanda continuă pe parcurs. Roboţii industriali se împart în : universali şi simpli. Prin roboţi universali se înţeleg maşini care pot efectua operaţii complet diferite una de alta.

2. Construcţia roboţilor industriali

Roboţii industriali sînt maşini de lucu, programabile pentru mişcări pe mai multe axe şi prevăzute cu dispozitive de apucare şi prindere sau eventual cu nişte scule utile.

În general, un robot este alcătuit din următoarele unităţi :

— dispozitivul de introducere a programelor ;

— memoria de programe (la roboţii cuplaţi cu calculator aceste două unităţi pot lipsi ; la roboţii cibernetici se mai adaugă nişte senzori — dispozitive sensibile la semnale luminoase sau sonore) ;

— dispozitivul de comandă ;

— organele de execuţie (braţe, axe).

Dispozitivele de comadă pot fi împărţite în trei grupuri :

PTP — comanda punct la punct

CP — comanda în traiectorie continuă

MP — comanda multipunct.

La o maşină de găurit sau o presă de ştanţat dispozitivul de comandă trebuie să mute scula dintr-o poziţie într-alta cu cea mai mare viteză şi cea mai mare precizie posibilă pentru o traiectorie la alegere, mişcare care se realizează prin comanda punct la punct (PTP). În schimb la maşinile de şlefuit sau la cele de sudare automată este important să se definească întregul drum de parcurs, de la început pînă la sfîrşit, lucru care se realizează prin comanda cu traiectorie continuă (CCP). Comanda MP este un ansamblu de comenzi PTP, prin care se parcurge un drum fix, definit prin mai multe puncte. De obicei, la comanda MP se foloseşte procedeul memorizării magnetice, pe cînd la comanda PTP intervine procedeul potenţiometric.

Un dispozitiv de comandă eficace trebuie să îndeplinească următoarele condiţii :

— să asigure o mişcare neîntreruptă ;

— să înmagazineze cît mai multe programe ;

— să selecteze un anumit program ;

— să facă o simplă programare ;

— să aibă o bună stabilitate, pentru ca semnalele să nu piardă din volum.

Costul dispozitivului de comandă influenţează în mare măsură preţul robotului industrial, de aceea este important să se examineze cu mare grijă care procedeu de comandă este mai indicat pentru scopul respectiv.

3. Roboţii în turnătorie

În acest domeniu robotul scoate piesele, fixează forma, taie bavurile, stivuieşte, ambalează etc. Uneori el trebuie să scoată piese de foarte mică conicitate, ca de exemplu, cuve, recipiente, butoaie cu gunoi, carcase de televizoare etc. Braţul său trebuie să fie destul de lung, pentru a putea lucra la maşini de mari dimensiuni. Capacitatea sa de programare trebuie să admită munca la două maşini de turnat sub presiune sau coroborarea mai multor elemente de software. Dispozitivul de prindere trebuie executat în aşa fel, încît robotul să poată apuca piesa fără s-o deterioreze.

Firma japoneză Mitsubishi a dezvoltat un astfel de robot pentru deservirea unei maşini de turnat sub presiune. El se numeşte MR-3 (Mitsubishi Robot), ridică şi transportă greutăţi pînă la 30 de kilograme şi poate executa următoarele mişcări :

— mişcarea braţului înainte-înapoi ;

— mişcarea braţului sus-jos ;

— rotirea braţului împrejurul axei ;

— rotirea braţului împrejurul axei cu 90° sau 180° ;

— translaţia întregului robot şi mişcarea pe sanie.

În plus, dispozitivul de prindere mai poate executa încă două mişcări : una de rotaţie împrejurul axei şi una de deschidere-închidere. El mai poate fi prevăzut cu un dispozitiv de absorbţie, care uneori dă bune rezultate la scoaterea piesei din formă. Toate elementele se acţionează hidraulic, în afară de mişcarea de deschidere-închidere a dispozitivului de prindere, care se execută pneumatic. Pentu asigurarea fiabilităţii unităţii de comandă, în robotul firmei Mitsubishi s-a folosit sistemul preselecţiei circuitelor fără contacte mecanice, bazat pe comutări cu transistoare, care permite o programare în cincizeci de etape, prin care se pot efectua mişcările pe axele respective şi concomitent se poate transmite un semnal către maşina deservită de robot.

În cadrul unei etape se pot trimite concomitent cinci semnale către dispozitivele exterioare. Nu se poate trece la executarea etapei următoare decît după ce cele cinci semnale emise anterior au fost confirmate. Dispozitivul de comandă este liber să treacă la etapa următoare de program în momentul cînd :

— robotul a executat mişcarea comandată,

— timpul fixat a trecut,

— dispozitivele exterioare au confirmat recepţionarea semnalelor emise.

Aplicat la deservirea maşinii de turnat sub presiune, procesul decurge în felul următor :

— Pentru a începe scoaterea piesei din formă este nevoie de două semnale : unul să anunţe că turnarea s-a terminat (robotul se poate convinge că piesa se află în formă), iar cel de-al doilea că deschiderea formei s-a terminat.

— După ce robotul a executat operaţia, un microcomutator sau o celulă fotoelectrică confirmă că piesa a fost extrasă din formă ; robotul emite un semnal către maşină, în urma căruia poate începe închiderea matriţei. Pe baza programului, robotul poate decide dacă să execute un program suplimentar sau să înceteze funcţionarea, adică să oprească executarea mişcărilor. Dacă robotul n-a apucat piesa, mişcarea se iterează emiţîndu-se un semnal care anunţă că dispozitivul de prindere n-a reuşit operaţia.

— În mod normal reglarea poziţiei axelor se stabileşte prin program. Aceasta este aşa-numita ,,fază de învăţare''. La început se stabileşte poziţia fiecărui braţ în fiecare etapă, prin acţionarea manuală a unui potenţiometru, după care poziţia stabilită se înregistrează prin potenţiometru pentru un program automat.

Prin combinarea a 20 de potenţiometre şi 50 de etape, robotul MR-3 are posibilitatea de a executa programe complicate.

4. Roboţii la forjă

De multă vreme simbolul muncii grele este considerat forja, cu vibraţiile, cu căldura, cu fumul său. Folosirea roboţilor ,,Unimate'' la forjă a fost primită cu neîncredere, din cauza multiplelor aspecte imprevizibile ale procesului. Astfel, în special la ciocan, temperatura lingoului, numărul loviturilor şi limbile de foc, au ridicat probleme deosebite care în prezent însă sînt rezolvate.

La forjarea în matriţe situaţia este mai simplă, dar trebuie să se acorde mare atenţie proiectării degetelor robotului, precum şi matriţelor, asigurînd doar ca lingourile să nu fie plasate în cavităţile superioare cînd robotul este programat să le găsească în cavităţile inferioare.

Pînă şi forjarea liberă poate fi executată de roboţi, dacă temperatura lingourilor şi condiţiile de lucru ale ciocanului sînt controlate cu precizie. De exemplu, la ,,Chambersburg Die Forger'', un robot ,,Unimate'', prevăzut cu o ,,mînă'' specială, lucrînd cu maşina de forjat în matriţă, poate produce forjări de bună calitate la o cadenţă de o sută de lovituri de ciocan pe minut.

O societate englezească a achiziţionat recent cinci roboţi „Versatran", construiţi de firma „Hawker Siddeley" pentru operaţii de forjare la cald. Un astfel de robot ridică lingoul de pe transportor şi îl trece prin două operaţii de forjare, apoi piesa forjată este împinsă pe transportorul de evacuare. Acest robot a intrat în funcţiune în anul 1972 şi în doi ani a manipulat peste un milion de lingouri, în regim de trei sau patru transferuri. El a costat 10 000 de lire sterline şi s-a dovedit a fi extrem de rentabil. Astfel, din iulie pînă în decembrie 1974, timp de şase luni deci, s-au efectuat 391 de transferări. În această perioadă, opririle din cauza robotului au reprezentat doar 0,5 %, iar manipularea manuală a lingourilor s-a ridicat la 3,3 % din timpul productiv, astfel încît exploatarea maşinii a fost de 96,2 %.

Lingourile cîntăresc 4—25 kg., iar ciclul este de 17,5 de secunde. De la punctul de ridicare a lingourilor pînă la prima presă este o distanţă de 550 m, iar de aici pînă la a doua presă de 1350 mm.

Un robot „Versatran 800" este folosit la transferarea lingourilor la o presă de forjă în trei faze. Aici lingoul este împins spre faza întîi de către un simplu dispozitiv de împingere, apoi robotul îl manipulează prin cele trei faze şi aşează apoi piesa finită pe jgheabul de evacuare. Lingourile variază de la 2 pînă la 16 kg., durata unui ciclu fiind de 18—25 de secunde. Maşina a fost instalată la începutul lunii februarie 1974 şi pînă la mijlocul anului manipulase 50 000 de lingouri

5. Roboţii la sudare

Folosirea roboţilor „Unimate" în sudare se caracterizează prin următoarele puncte :

Electrodul trebuie să formeze un unghi de 90 % cu tabla, iar „Unimate" îndeplineşte această condiţie pe şase planuri. Încărcarea este invers proporţională cu viteza de lucru. Toleranţa poziţionării este de ±1,2 mm la sistemele electrice. La reproducere, toleranţele sînt şi mai mici. Roboţii sînt interschimbabili : este suficient să se copieze programul înregistrat pe bandă magnetică sau să se schimbe pur şi simplu tamburul. Întreţinerea se efectuează de un personal specializat la 1000 de ore de lucru. Se recomandă ţinerea unui stoc de piese de schimb, al cărui cost se estimează la 8900 de franci pe an. Durata de exploatare este de 40 000 de ore, ceea ce înseamnă zece ani de lucru în două schimburi.

Pentru noile sale autoturisme mici marca „Nova", firma „General Motors" a instalat în uzinele sale din Tarrytown, New York-S.U.A. un număr de zece roboţi „Unimate" pentru operaţii de sudare punct — cu — punct. Aceştia sudează trei subansambluri, realizînd podeaua şasiului şi sînt amplasaţi de o parte şi de alta a transportorului.

Roboţii sînt prevăzuţi cu scule masive de sudat, pe un braţ de 30 de inci lungime. De pe cele două loturi ale transportorului roboţii pot ajunge pînă la mijlocul şasiului pentru a efectua suduri. Ei execută 20—25 de puncte de sudură pe baza unui program de poziţionare care mai asigură şi comutarea de la temperaturi joase (la sudarea oţelului carbon la oţel carbon) la temperaturi ridicate (la sudarea oţelului carbon la oţel galvanizat). Acest program permite roboţilor efectuarea tuturor operaţiilor de sudare de pe podeaua şasiului. Cei zece roboţi sînt nişte maşini „Unimate" seria 4000, echipate cu dispozitive foarte mari de sudare prin puncte, cu deschizături în două poziţii, precum şi cu memorie de mare capacitate. Ei pot fi reprogramaţi ori de cîte ori este nevoie, fără să se şteargă programele mai vechi în folosinţă.

6. Roboţii la maşini-unelte

Maşinile-unelte cu comandă numerică costă în prezent încă destul de scump, iar ponderea salariului operatorului în costul pe oră al maşinii este foarte mare. Procentajul poate fi redus dacă acelaşi operator deserveşte concomitent mai multe maşini. De aceea, s-a simţit nevoia unui aparat automat de încărcare-descărcare care să corespundă flexibilităţii şi universalităţii unei maşini-unelte cu comandă numerică.

Pentru a cupla o maşină-unealtă cu comandă numerică cu un robot industrial trebuie să se aibă în vedere următoarele puncte :

— alegerea comenzii funcţiei de manipulare ;

— identificarea tuturor funcţiilor de deservire manuală a maşinii ;

— cuplarea semnalelor subsistemelor ;

— respectarea restricţiilor rezultate din condiţiile spaţiului de amplasare şi din datele cinematice ale maşinii ;

— dispozitivele de acţionare şi sistemele de măsură ;

— alegerea dispozitivului de prindere în funcţie de gama de piese prelucrate ;

— aducţia şi evacuarea materialelor ;

— comanda şi programarea robotului ;

— amplasarea optimă a automatului de alimentare ;

— optimizarea procesului de manipulare prin optimizarea timpului de execuţie şi a traiectoriei mişcării.

În stadiul actual de dezvoltare maşinile-unelte şi robotul lor de deservire sînt dotaţi cu sisteme independente de comenzi. Structura sistemului de comandă atribuie funcţia de conducere a cuplajului fie maşinii, fie robotului. Aproape toate sistemele de comandă ale roboţilor pun la dispoziţia operatorului dispozitive numerice de intrare şi ieşire, care pot fi logic cuplate cu semnalizarea comenzii numerice. Această cuplare se realizează cel mai simplu atunci cînd ambele maşini lucrează sub comanda unui calculator de proces. În acest caz tot procesul de cuplare decurge prin programarea calculatorului.

Firma „Fraţii Böchringer" din Göppingen-R.F. Germania a construit un robot special pentru deservirea strungului, şi acesta — aşezat pe şine — poate fi transportat de la un strung la altul.

Rotaţia întregului aparat împrejurul axei sale verticale este de 360°, viteza de rotaţie putînd fi reglată. Traiectoria este limitată cu came şi buton terminal. Aceleaşi proprietăţi le au şi viteza şi traiectoria la mişcarea braţului în direcţie verticală, permiţînd transportarea pieselor înainte şi după strunjire, în stive pe palete. Şi mişcarea braţului în direcţia orizontală are traiectoria fixată prin came şi buton terminal, iar viteza este reglabilă.

Tot cu came şi buton terminal se dirijează mişcarea de rotaţie a capului de prindere. Viteza sa este reglabilă şi rotaţia este posibilă în ambele sensuri. Dispozitivul de prindere dublu economiseşte mulţi timpi morţi, întrucît scoate piesa prelucrată, execută o rotaţie de 180° şi fixează o nouă piesă în strung.

Cei doi cleşti ai dispozitivului de prindere lucrează independent unul de altul. Fără nici o intervenţie robotul poate apuca piese pînă la 70 mm diferenţă de diametru, iar printr-o mutare simplă a unei piese, diferenţa de diametru poate fi de 20—400 mm. Mişcările pe axă se introduc cu motoare hidraulice şi se execută cu reductoare. Robotul poate manipula şi piese de formă neregulată ; el le scoate dintr-o stivă, le introduce în strung, iar după prelucrarea lor formează o nouă stivă pe palete, care poate fi evacuată.

Pentru a putea realiza automatizarea completă a introducerii şi scoaterii pieselor trebuie ca toate funcţiile strungului cu comandă numerică să fie automatizate. Între comanda numerică a strungului şi comanda robotului există mai multe posibilităţi de legătură. Unele mişcări ale dipozitivului de prindere pot fi comandate ca funcţii complementare, prin banda perforată a comenzii numerice. O altă funcţie complementară cu comandă numerică determină pornirea robotului. Comada robotului are mai multe canale de intrare şi ieşire a datelor, prin care aparatul poate fi pornit şi prin care comanda numerică poate fi reactivată. La instalare sau în alte cazuri speciale se poate opera oricînd şi manual. Pe tabloul de comandă portabil funcţiile pot fi operate unul cîte unul. Tot la acest tablou poate fi oprit manual procesul automat al schimbării pieselor, fără ca programul să pornească din nou de la început. Procesul poate fi reluat de la faza în care a fost întrerupt printr-o simplă nouă intervenţie manuală.

În Suedia, la Uzinele din Västerås ale societăţii „ASEA", doi roboţi industriali deservesc opt maşini. Este vorba de o celulă care produce ansambluri rotor-arbore pentru motoare electrice, care părăsesc celula complet asamblate şi dinamic echilibrate.

Primul robot este programat pentru efectuarea unui şir complex de mişcări şi adună într-o ordine prestabilită arbori şi rotoare cu care deserveşte o maşină de broşat, un cuptor electric şi o maşină specială de asamblat. El scoate rotoarele de pe transportor, le ridică şi le roteşte cu 90° înainte de a le transfera maşinii.

Cel de-al doilea robot transferă rotoarele de la o maşină de rectificat la alta într-o ordine prestabilită, adunînd rotoarele din rezervoarele de răcire şi în final transportînd pe cele finite la maşina de echilibrare.

În această celulă automată nu lucrează decît doi, cel mult trei oameni, care nu fac decît să patruleze şi să supravegheze funcţionarea maşinilor şi a roboţilor.

8. Roboţii în vopsitorii

Vopsirea prin stropire este o operaţie de înaltă calificare şi care generează deseori multe rebuturi; astfel, în general 15—25% din lucrări se revopsesc. Locul de muncă este de obicei foarte neplăcut, în special la vopsirea suprafeţelor fierbinţi. Aplicarea vopselei este o muncă insalubră şi nesănătoasă, produsele aplicate conţinînd diluanţi, coloranţi, siliciu, sticlă, pigmenţi minerali şi alte ingrediente periculoase pentru cei ce le inspiră. În mod fericit deci roboţii îşi au locul în acest domeniu.

Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească un robot într-o vopsitorie sînt :

— Să poată lucra într-un spaţiu limitat şi să reproducă o mare varietate de mişcări ale mîinilor, braţelor şi picioarelor omului.

— Mişcările să se execute cu uşurinţă şi în cadenţă cerută.

— Să permită o programare simplă, iar lungimea programelor să asigure vopsirea celor mai mari şi complicate piese.

— Să lucreze cu un grad de precizie constant; fidelitatea reproducerii unui program faţă de iteraţii să nu treacă de o margine minimă de circa ±0,1 mm.

— Construcţia să fie solidă, de concepţie modulară, iar opririle pentru reparaţii să nu depăşească o oră.

Robotul ,,Trallfa" îndeplineşte toate aceste condiţii. Iată cîteva din aplicaţiile sale :

— emailarea căzilor de baie (interiorul şi marginile în 40 de secunde);

— aplicaţia electrostatică pentru vopsirea ascunzişurilor pentru tuburile de iluminat;

— aplicarea unui produs foarte coroziv în interiorul şi faţada tuburilor de televiziune;

— aplicarea stratului de desonorizare sub cutii la autovehicule;

— emailarea articolelor sanitare (chiuvete, bideuri, scaune WC, rezervoare); se menţionează că după instalarea acestui robot şi adaptarea sistemului de transport unii beneficiari şi-au mărit producţia cu 90%);

— aplicaţii electrostatice la piese mici pentru articole electromenajere (fier de călcat, cuptoare etc.);

— aplicarea electrostatică a pulberilor pe maşini de spălat rufe, pe maşini, de spălat vase, pe frigidere;

— scoaterea pieselor de pe transportor, tramparea lor într-un produs, scoaterea din baza de trampaj, întoarcerea, scuturarea pieselor şi repunerea lor pe transportor.

Acest robot nu are condiţii restrictive şi poate fi folosit în cele mai vitrege condiţii de mediu, oboseală, complexitate, poluare, şi permite automatizarea completă a aplicării vopselei. El simulează mişcările şoldului, umărului, cotului şi încheieturii mîinii umane. Un operator calificat execută stropirea unui anumit obiect şi mişcările se înregistrează automat pe o bandă magnetică. Pe baza acestei înregistrări automatul poate reproduce aceeaşi operaţie de ori cîte ori, faţă de ciclul de învăţare viteza poate fi sporită la 130%. Pînă în luna februarie 1974, în Anglia s-au vîndut 15 astfel de roboţi, cumpărătorii fiind firme producătoare de bunuri de consum de lungă folosinţă. S-au primit comenzi şi de la producători de motoare. Astfel, în R.F. Germania firma ,,BMW" foloseşte curent maşina, iar ,,Peugeot", ,,Volvo" şi ,,Fiat" au cîte una pentru stropirea unor componente disparate.

9. Alte operaţii cu roboţi

Folosind tehnicile de recunoaştere automată a configuraţiilor geometrice, firma japoneză ,,Hitachi" a reuşit să construiască un robot folosibil în mediul industrial. Acesta este prevăzut cu o cameră de luat vederi şi un procesor care prelucrează imagini vizuale corepunzînd ochiului uman; în plus, el mai are nişte senzori tactili şi un servosistem de manipulare corespunzător braţului omului, iar nişte circuite de comandă corespund creerului omenesc. Cu ajutorul camerei de luat vederi se explorează obiectul de prelucrat, cu ajutorul procesorului i se determină forma şi poziţia, cu ajutorul senzorilor tactili se confirmă informaţiile extrase şi cu ajutorul circuitelor de comandă se trimit comenzile respective către servosistem.

Robotul a fost folosit prima oară de firma ,,Nippon Concrete Industries" la confecţionarea stîlpilor de beton, pentru fixarea şuruburilor la cofraj. Robotul poate localiza şi fixa un şurub în 2,5 secunde, în mod uniform, lucru foarte important pentru durabilitatea cofrajelor.

Firma europeană ,,Robotug" a construit un tractor manevrabil fără tractorist, sub comanda unui calculator, care a început să funcţioneze la distribuitorul exclusiv al firmei ,,Volkswagen" din Olanda. Firma ,,EMI-Electronics" a proiectat un sistem de manipulare care permite tractoarelor să cupleze şi să decupleze automat remorcile lor.

Societatea ,,ASEA"-Suedia foloseşte roboţii în colaborare cu alţi roboţi. Astfel, cei construiţi prin autoutilare sînt plasaţi împrejurul unui ,,Unimate", care funcţionează în flux continuu şi transferă piesele celorlalţi roboţi. Operaţia finală este transferarea subansamblurilor unui alt robot ,,Unimate", care deserveşte alte patru maşini. Dintre aceşti cinci, trei roboţi execută operaţii de şlefuire exterioară la rotor şi doi rectifică lagărele de rulmenţi la arbore. În final, robotul transferă ansamblurile unei maşini automate de cîntărit şi descărcat prevăzute cu două braţe, astfel încît încărcarea şi descărcarea se execută paralel. Cele opt operaţii executate cu roboţi necesitau înainte trei săptămîni, iar în prezent se face în 25 de minute.

Tot societatea ,,ASEA" a pus la punct recent un robot industrial cu comanda pur electronică, cu funcţionare silenţioasă.

Robotul este conceput atît pentru aplicaţii curente — cum ar fi conducerea maşinilor-unelte în lanţ prin comandă de poziţionare între puncte fixe — cît şi pentru operaţii mai delicate, ca cele de sudare continuă, de debavurare sau de montaj. Construcţia se face în două mărimi : cu forţe de prindere de 6 şi de 30 de kg (60 de kg cu viteză redusă). Dintre posibilităţile de programare se menţionează funcţiile de iterare, poziţionarea selectivă, corecţia sau cercetarea opţională a funcţiilor înrudite, ceea ce permite robotului să deservească două maşini nesincronizate prin extragerea comenzilor simultan din două programe.

Unitatea de programare portativă se poate conecta prin program şi deci poate fi folosită la mai mulţi roboţi.

Partea de electronică a robotului ,,ASEA" este concepută pentru a putea fi racordată la minicalculatoare.

10. Consideraţii economice

S-au produs două căi pentru a justifica achiziţionarea roboţilor industriali :

— perioada de amortisment şi

— beneficiul asupra capitalului investit.

Perioada de amortizare se calculează după formula :

$$P = \frac{I}{(L - M) \pm q(L + Z)}$$

unde :

I este costul total al investiţiei, inclusiv accesoriile ;

L — economia anuală;

M — costul întreţinerii;

Z — valoarea maşinilor deservite de robot (circa 51% din preţul lor de achiziţie);

q— un coeficient de producţie, reprezentînd procentajul cu care procesul decurge mai repede sau mai încet decît sistemul operativ anterior.

Pe baza experienţei acumulate de societatea ,,Unimation Inc." din S.U.A., perioada realistă de amortizare a unui robot se estimează a fi de cinci ani. Ea mai este considerabil influenţată şi de ritmul de producţie al maşinilor deservite. Profitul adus de robot se calculează în funcţie de capitalul investit, amortismentul de tip liniar, costul manipulării şi al mîinii de lucru înlocuite. Astfel, pornind de la un capital investit de 25 000 de dolari pentru un robot şi accesoriile sale, un amortisment liniar de cinci ani, costul manipulării de 0,75 dolari pe oră, costul manoperei înlocuite de 5,5 dolari pe oră, rezulă un profit de 56%, lucrîndu-se în două schimburi. Economia de timp este factorul cel mai puternic ,,ilustrat" în folosirea roboţilor. Astfel, am văzut cum la firma ,,ASEA" (Suedia), prin instalarea a doi roboţi, un proces care înainte dura două săptămîni se execută în prezent în 25—30 de minute. În afară de aceasta, capitalul nu se mai imobilizează, întrucît nu se mai stochează piese la interfaze, operaţiile realizate anterior separat executîndu-se acum într-o ordine fixă.

11. Stadiul actual

Există astăzi o mare varietate de roboţi industriali ofertaţi pe piaţa mondială. Pe acest plan se produc circa două sute de tipuri diferite.

Unele firme britanice au anunţat că sînt dispuse să plătească pînă la zece mii de lire sterline pentru un robot care poate înlocui munca unui muncitor la operaţii care cer cadre greu de recrutat. În Japonia sînt în prezent în funcţiune 1500 de roboţi industriali şi se produc peste o sută de tipuri diferite. Societatea ,,Nissan" foloseşte singură 800. În Italia societatea ,,Fiat" a instalat 18 roboţi la uzinele din Torino la o linie de sudare. În Suedia, ,,ASEA" a conectat opt maşini la doi roboţi la uzina sa din localitatea Västeras şi a instalat un robot de concepţie proprie la fabrica sa din oraşul Ludwika. La ora actuală în lume sînt 2600 de roboţi instalaţi, din care 1500 în Japonia, 800 în S.U.A. şi 300 în Europa (majoritatea în Suedia).

Folosirea roboţilor este împărţită astfel :

- 42,1% în medii periculoase;
- 39,5% în medii cu praf sau temperaturi înalte;
- 38,1% în spaţii înguste;
- 32,9% la ridicarea de greutăţi;
- 27,6% în atmosfere rău mirositoare;
- 13,2% în medii toxice.

Pe domenii :

- 62,2% deservesc maşini-unelte;
- 57,8% alimentează maşinile;
- 38,9% încarcă şi descarcă conveiere;
- 26,7% lucrează la prese;
- 20% la asamblare;
- 20% la magazinaj;
- 12,2% la forjă;
- 11,1% la vopsitorie-lăcuire;
- 7,8% la sudare.

Caracteristicile roboţilor comercializaţi în prezent pe piaţă sînt următoarele :

— Robotul poate lucra după unul sau mai multe programe prestabilite, dar nu este capabil să programeze maşina sau să se autoprogrameze.

— Capacitatea de ,,înţelegere" sau recunoaştere este limitată la unul sau unele semnale simple, ca de exemplu pornire-oprire sau oprirea arătătorului pe un cadran la un anumit punct.

— Mişcarea robotului poate fi comandată în esenţă în ceea ce priveşte depărtarea sa de un anumit sistem de coordonate pe cînd intensitatea acestei mişcări este foarte puţin controlabilă.

— Capacitatea de apreciere a robotului este de asemenea limitată la o simplă alegere între mai multe programe prestabilite sau la recunoaşterea semnalelor indicate.

În prezent se afirmă pe piaţă trei direcţii de dezvoltare a roboţilor :

1. Aparate ieftine cu comandă foarte simplă pentru fabricaţia în masă.
2. Sistemul ,,Baukasten", cu structură modulară şi adaptare optimă la operaţia de executat şi
3. Roboţi industriali avansaţi, foarte flexibili, comandaţi de calculator, prevăzuţi cu dispozitive sensibile la semnale exterioare (sensori), pentru operaţii dificile în producţia de unicate sau în serii mici.

La ora actuală este încă prea timpuriu să ne putem aştepta ca prin înlocuirea omului cu un robot să se poată realiza o raţionalizare. Cu alte cuvinte, în stadiul actual de dezvoltare toţi roboţii sînt ineficienţi, dar cu un ,,soft-ware" corespunzător ei pot deveni folositori. O prejudecată contra robotului este aceea că el rupe clanţa de la uşă cînd o deschide sau o închide şi se trage falsa concluzie că fiabilitatea sa mai lasă de dorit, însă dacă se realizează un ,,soft-ware" corect, proprietăţile valoroase ale robotului pot fi exploatate în interesul producţiei. Este totuşi important să se fixeze pe uşi un dispozitiv care să evite ruperea clanţelor. Nu este totdeauna nevoie de un robot de înaltă calificare, ci de unul cu specialitate cu adevărat utilă şi care — corect programat — să servească scopul fixat.

12. Perspective

Roboţii folosiţi sau comercializaţi la ora actuală sînt mai mult sau mai puţin nişte imitaţii ale corpului uman şi deservesc maşini care la început au fost proiectate să aibă ca operatori oamenii. Făcînd o paralelă, să ne amintim de pildă că semnalizatoarele electrice de cale ferată au fost la început nişte ,,oameni mecanizaţi", cu unul sau mai multe braţe, simulînd poziţiile unui om cu steguleţ.Ele au fost înlocuite cu un semnalizatoare luminoase. Acest salt calitativ s-a făcut atunci cînd oamenii şi-au dat seama că pentru a semnaliza informaţii unui mecanic de locomotivă nu este neapărat nevoie să se simuleze neapărat omul cu steguleţ.

În mod analog faza următoare în ,,robotică" se va atinge atunci cînd maşinile vor fi proiectate de la început pentru deservirea de către roboţi şi nu de către oameni. Aşa cum pe calea ferată a dispărut complicatul aranjament de sîrme manivele, pîrghii şi braţe contrabalansate, tot aşa vor dispărea braţele roboţilor, cu încheieturile, coturile şi degetele lor.

BIBLIOGRAFIE

* * *: Ein Industrieroboter für Spritzgiessmaschinen. Schweizer Maschinenmarkt, nr. 35, 1973, p. 46.

* * *: Robots in the forge. Metallurgia and metal forming, apr 1974, p. 83.

* * *: The artistic robot brings automation to paint spraying. The Engineer, 7 martie 1974, p. 39.

* * *: Robots start to take over in Europe. The Engineer, 7 martie 1974, p. 13.

* * *: Zürich : les robots se portent bien. Machine moderne, nr. 779, feb 1974, p. 7.

* * *: Zweite Konferenz über Industrieroboter. Werkstattstechnik, 64 (1974), nr. 9, p. 566

* * *: Dossiers robots. Machine Moderne, feb 1974, p. 9.

* * *: Programmierbarer Handhabungsautomat. Maschinenmarkt, nr. 52, 28 iunie 1974, p. 993.

* * *: Elektronisch gesteuerter Manipulation. Maschinenmarkt, nr. 52, 28 iunie 1974, p. 994.

* * *: Un robot industrial entièrement electrique. Inter électronique, 28 ian 1974, p. 32.

* * *: Mechanical hands meet labour demands. Metalworking Production, mai 1974, p. 93.

* * *: I robot industriali. Semnalare de carte Macchine, nr. 1, 1974, p. 58

* * *: Response to robots ,,disappointing". The Engineer, 21 feb 74, p. 9.

* * *: Industrieroboter im Baukastensystem. Maschinenmarkt, nr. 52, 28 iunie 1974, p. 993.

* * *: Schnelle Entwicklung von Industrierobotern. Maschinenmarkt, 79 (1973), nr. 100, p. 2233.

* * *: DNC-System mit Industrieroboter. Werkstattstechnik Zeitschrift für industrielle Fertigung, nr. 12, dec 1974, p. 757—58.

* * *: La manipulation industrielle par robot ,,sensible" et commandé. Formage et traitement des métaux, nr. 57, oct 1974, p. 25.

* * *: Un robot industriel pour l'application de peinture. Machine Moderne, sep 1974, p. 40.

* * *: Research- a smart robot. Electron, 24 oct 1974, p. 15.

* * *: The growing use of industrial robots. Machinery and production engineering, 8 mai 1974, p. 542.

* * *: Intelligent robot for industrial applications. Electronic Engineering, oct 1973, p. 7.

* * *: Shopfloor robots cut out the complexity of machine tools. The Engineer, 21 feb 1974, p. 37.

Astrop, A. W: Two industrial robots serve eight machines. Machinery and production engineering, 18 sep 1974, p. 322.

Auer, B. H.: Industrieroboter. ZwF 69 (1974), nr. 1, p. 15.

Beda, V.: Foto-robotul veghează. Flacăra, nr. 7, 22 feb 1975, p. 23.

Bérard, A.: Automates pour le traitement des surfaces et robots industriel modulaires. La technique moderne, nr. 11, nov 1973, p.

Burckhardt, C. W.: Industrieroboter, heutiger Stand und Entwicklungstendenzen. Fertigung, nr. 4/1974, p. 145.

Chojetzki, Günter: L'Unimate dans le soudage. Ingénieurs de l'automobile, nr. 6/7, 1972, p. 35.

Emerson, Ch.: Robot welding for Novas. American Machinist, nr. 2, 15 ian 1975, p. 74.

F. Engelberger, J.: Pas de descendants pour la seconde génération. Machine moderne, feb 1974, p. 14.

Eversheim, W. Miese, M. Hoeschen, R. D.: Planung und Entwicklung von Handhabungssystemen für den Einsatz in der Fertigung und Montage. TZ für praktische Metallbearbeitung, nr. 6, iunie 1974, p. 191.

Felten, K.: Industrieroboter an Drehmaschinen. ZwF 69 (1974) nr. 1, p. 9.

Friedrichs, G.: Respecter les hommes et leurs emplois. Machine moderne, feb 1974, p. 30.

Hermann, G., Schraft, R. D.: Allemagne: des problèmes de démarrage. Machine moderne, feb 1974, p. 20.

Hollingum, J.: One million billets in two years proves the true worth of a robot. Engineer, nr. 6194, 28 nov 1974, p. 34.

Hollingum, J.: Robot ,,Stuntmen" take over dirty woork in japanese industry. Engineer, nr. 6197–8, 19–26, dec 1974, p. 38–39.

Hollingum, J.: Japan's confidence shines through its great robot gamble. Engineer, nr. 6196, 12 dec 1974, p. 26.

Pacagnella, R.: I robot come alternativa all'automazione tradizionale. Macchi ne, nr. 1/1974, p. 1.

Quercy, A.: L'automation dans les ateliers de presses, d'assemblage et des peinture de carrosseries. Ingénieurs de l'automobile, nr. 6/7, 1972, p. 315.

Rousseel, G.: Des auxiliaires tous azimuts et infatigables. Machine moderne, feb 1974, p. 19.

Roussel, G.: L'emploi des robots est-il pour demain? Ingénieurs de l'automobile, nr. 6/7, 1972, p. 347.

Seger, B.: Quand l'imagination crée l'usage. Machine moderne, feb 1974, p. 24.

Spur, G., Auer, H.: Industrieroboter zum Beschicken von numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen. ZwF 69 (1974), nr. 1, p. 3.

Warnecke, H. J., Schraft, R.D.: Industrie-Roboter. Industrielle organisation 43 (1974) nr. 11, p. 518. Maschinenmarkt, nr. 87, 1974, p. 1728.

Weichbrodt, B.: Industrial Robots. Tooling, mai 1974, p. 25.

Erica **NISTOR**

Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini – București

TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII

Ediția de primăvară a „Tîrgului internațional de la Leipzig"

14 martie – 21 martie 1976

Tradiție și noutate sub lozinca: ,,Pentru comerț mondial neîngrădit și pentru progres tehnic".

- Ca în fiecare primăvară, străvechea metropolă a comerțului mondial așteaptă oaspeți din toate continentele. Excavatoare gigantice și electronică miniaturizată, mașini puternice și mecanică fină, industrie grea și bunuri de larg consum, tot ceea ce omul produce și consumă în lumea întreagă se va găsi din abundență la tîrgul de la Leipzig.

- În cadrul tîrgurilor de primăvară ponderea principală o deține industria producătoare de mașini grele; 14 țări aparținînd unor sisteme economice diferite vor expune pe o suprafață de 10 000 m^2 instalații complexe, echipamente și mașini pentru siderurgie, metalurgie și turnătorie, mașini de trefilat și răsucit, mecanisme de transmisie industrială și alte produse din această branșă. La acest capitol țările din cadrul C.A.E.R. vor fi o prezență proeminentă. Alături de întreprinderile din R. D. Germană vor mai participa ,,Tiashpromexport" și ,,Machinoexport" (URSS), ,,Centrozap" și ,,Polimex-Cekop" (Polonia), ,,Skodaexport" și ,,Pragoinvest" (Cehoslovacia), ,,Chemokomplex" (Ungaria), ,,Technologia na metalite" (Bulgaria) și ,,Mecanoexportimport" (România).

- În domeniul construcțiilor de mașini grele firma ,,VEB–SKET" din Magdeburg va fi din nou cel mai important expozant specializat în construcția de utilaje pentru metalurgie, a cărui ofertă de bază constă în linii complete de laminare ilustrate cu ajutorul unor machete. Fiind singurul constructor de instalații complete pentru fabricarea cablurilor din cadrul C.A.E.R., ,,SKET" va prezenta o instalație de trefilare (machetă) și două mașini speciale (în original). Este vorba de un banc de trefilare multiplu (pentru cabluri metalice) 160/21 recent conceput și executat și mașina de răsucit duo SRN 2/6 × 160 de cabluri de oțel.

Combinatul de stat „GISAG" din Leipzig va prezenta o serie de echipamente şi produse pentru turnătorie bazate pe noi procedee tehnologice cu productivitate înaltă. Soluţiile tehnice şi tehnologice folosite permit realizarea într-o singură fază de lucru a unor miezuri complexe în cutii de formare alcătuite din mai multe părţi.

Firma „ASUG" şi alte întreprinderi specializate vor oferi o gamă largă de mecanisme de transmisie pentru toate sectoarele construcţiei de maşini. Produsele expuse se disting prin greutate mică, gabarit redus, durată lungă de lucru şi o înaltă securitate în funcţionare cu o întreţinere minimă.

● Răspunzînd necesităţilor — mereu crescînde — de maşini-unelte pe plan mondial, se va organiza (pentru a treia oară) un grup de maşini speciale. Acest grup este alcătuit din maşini sau ansambluri de maşini, echipate cu dispozitive speciale, care prelucrează raţional repere complicate sau care permit un înalt grad de raţionalizare a programelor speciale de prelucrare. În cadrul acestui stand vor participa firme din 15 ţări cu maşini şi linii de fabricaţie ritmică, în original sau sub formă de machete. Pe această temă va avea loc o conferinţă internaţională de presă marţi 16 martie 1976 la centrul de informare al grupurilor speciale din parcul expoziţiei.

● Firme din 17 ţări (printre care şi România) vor expune pe aproximativ 11 000 m², utilaje pentru construcţii şi construcţii rutiere. Oferta R. D. Germane în această branşă (12 000 m² suprafaţă de expunere) constă în maşini pentru construcţii rutiere, maşini pentru industria construcţiilor şi a materialelor de construcţii. Printre altele, noi tipuri de excavatoare hidraulice şi universale, motogredere din seria SHM, o vastă gamă de rulouri compactoare şi utilaje pentru finisarea drumurilor, precum şi cîteva instalaţii de amestecare automate.

● Prezenţa României la ediţia de primăvară a tîrgului din acest an se distinge prin varietatea exponatelor şi noutatea unor produse. Oferta românească va cuprinde, printre altele, utilaje pentru industria alimentară şi tehnica frigului, utilaje pentru transport şi ridicat, utilaje pentru foraj, extracţie şi minerit, maşini agricole şi tractoare, precum şi o gamă variată de maşini-unelte. Printre produsele în premieră se remarcă : maşini de găurit cu cap revolver GPR 45 NC, freza pentru sculărie FUS 25, foarfeca de profile (de concepţie românească) FP 14, freza pentru păşuni FU 18 şi tractorul cu încărcător hidraulic U-445 TIH. Dintre produsele deja cunoscute pe plan internaţional amintim : freza universală FU 35, maşina de danturat FD 500, maşina de rectificat universală cu control alternativ RU 350, instalaţii de foraj, excavatoare şi utilaje pentru construcţii rutiere.

Leipzig 1976 înseamnă :

- **a 50-a ediţie a tîrgului, de la fondarea R. D. Germane ;**
- **peste 9000 de exportatori renumiţi provenind din 60 de ţări ;**
- **350 000 m² suprafaţă de expunere ;**
- **16 pavilioane, hale şi un parc imens ;**
- **sute de mii de vizitatori din 100 de ţări ;**
- **posibilităţi nelimitate pentru contacte şi activităţi comerciale, pentru studiul rezultatelor ştiinţifice şi tehnice cele mai recente.**

Continuînd seria succeselor, a 18-a ediţie a

TÎRGULUI INTERNAŢIONAL DE CONSTRUCŢII DE MAŞINÎ BRNO — CEHOSLOVACIA

15 — 23 septembrie 1976

confirmă încă o dată prestigiul şi eficienţa acestui eveniment.

Buletinele de înscriere a expozanţilor se primesc pînă la data de 31 martie 1976.

Pentru detalii, adresaţi-vă :

BVV-Tîrguri şi expoziţii internaţionale
BRNO, Výstaviště 1,602 00 Brno,
Cehoslovacia

- Telefon: 314
- Telex: 062294, 062295
- Telegrame: FAIRBRNO-BRNO

Publicom

Sonete care funcționează împreună cu maiurile de bătut piloții, cu țevi, acționate de motoare diesel, fabricate în U.R.S.S.:

- efectuează baterea piloților metalici sau din beton armat la adîncimi de 12 la 14 m;
- sînt prevăzute cu un dispozitiv de deplasare pe șine, cu acționare proprie;
- asigură baterea piloților exact în unghiul dorit și se pot roti cu 360°;
- sînt complet mecanizate.

Pentru informații mai amănunțite, scrieți-ne la următoarea adresă:

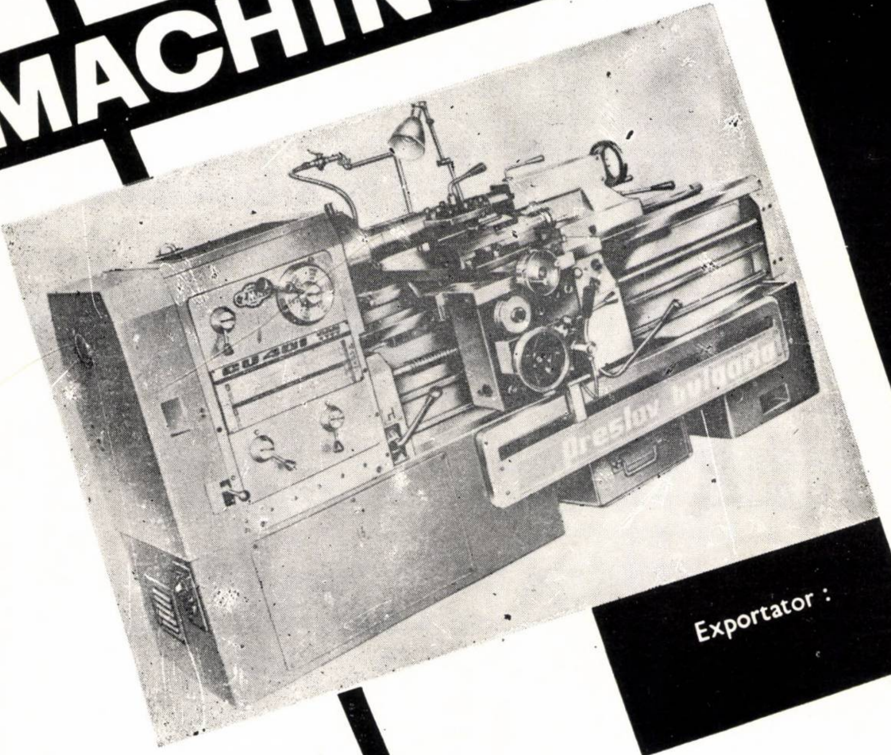
MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM

BULGARIE

MACHINOEXPORT



Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia

Strungurile din seria „Preslav"

sînt mașini moderne și stabile de mare randament. Comanda cutiilor de viteze se face cu ajutorul unui sistem preselectiv. S-au prevăzut de asemenea, mai multe variante de ambreiaj electromecanic. Aceste strunguri sînt echipate cu mai multe acesorii suplimentare.

Caracteristici :	CP 40	CP 402	CP 401	CP 502
Diametrul maxim al materialului de prelucrat	440 mm	440 mm	440 mm	440 mm
Diametrul maxim al barei	70 mm	70 mm	70 mm	70 mm
Distanța între vîrfuri	250 mm	1000 mm	250 mm	1000 mm
	500 mm	1500 mm	500 mm	1500 mm
	750 mm	2000 mm	750 mm	2000 mm
Greutatea netă cu accesoriile normale	2500 kg	2500 kg	2500 kg	2600 kg

PUBLICOM

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency ● Bucharest ● 22, N. Bălcescu Blvd. ● Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

1979 [illegible]

E 3279

R

REFERINȚA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 4 • APRILIE 1976

43 CIF
BUCUREȘTI
1976

BUCUREȘTI'76

ROMANIA

5—10 septembrie 1976

CONGRES INTERNATIONAL DE TURNĂTORIE
INTERNATIONAL FOUNDRY CONGRESS
CONGRÈS INTERNATIONAL DE FONDERIE
INTERNATIONALER GIESSEREIKONGRESS

cercetare — tehnologie — progres
recherche — technologie — progrès
research — technology — progress
forschung — technologie — fortschritt

este tema acestui congres organizat de către Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din România (CNIT), sub egida Comitetului Internaţional al Asociaţiilor Tehnice de Turnătorie (CIATF).

est le thème de ce congrès organisé par le Conseil National des Ingénieurs et des Techniciens de Roumanie - CNIT - sous l'égide du Comité International des Associations Techniques de Fonderie - CIATF.

is the theme of this Congress, organized by the Romanian National Council of Engineersand Technicians - CNIT - under the auspices of the International Committe of Foundry Technical Associations - CIATF.

ist das Thema des vom Wissenschaftlichen Verein der Ingenieure und Techniker (CNIT) zusammen mit dem Internationalen Komitee der technischen Giessereivereine (CIATF) in Bukarest, Rumänien organisierten Kongresses.

Adresa secretariatului Congresului:
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE — ICPTSC
COMITETUL DE ORGANIZARE AL CONGRESULUI INTERNAȚIONAL DE TURNĂTORIE
Șos. Oltenitei 105 — Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
București — România

Address of the Congress Secretariat:
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES (ICPTSC)
FOUNDRY CONGRESS ORGANIZATION COMMITTEE
Șos. Oltenitei 105 — Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
Bucharest — Romania

Adresse du Secrétariat du Congrès:
INSTITUT TECHNOLOGIQUE POUR PROCÉDÉS À CHAUD.
(ICPTSC)
CONGRÈS DE FONDERIE — COMITÉ D'ORGANISATION
105, Șos. Oltenitei; Tél: 83 21 70
Télex: 11798 Calde r.
Bucarest — Roumanie

Anschrift des Kongresssekretariates:
FORSCHUNGSINSTITUT FÜR WARMARBEITSVERFAHREN (ICPTSC)
GIESSEREIKONGRESS — ORGANISATIONSKOMITEE
Șos. Oltenitei 105; Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bukarest — Rumänien

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 4, APRILIE 1976

CUPRINS

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR ŞI TRACTOARELOR

(Comunicări prezentate la sesiunea ştiinţifică organizată de Institutul de cercetare şi proiectare pentru autovehicule şi tractoare-ICPAT-Braşov) Octombrie, 1975

1. Studii şi cercetări de mecanică aplicată

OPREA, V.: **Studiu matricial al dinamicii rigidului în mişcare de rotaţie sprijinit de două reazeme, aplicat la maşinile de echilibrat.** 181

GROVU, M., SAVIN, GH.: **Oscilator electromecanic de relaxare.** 187

2. Contribuţii privind calculul organelor de automobile şi tractoare

RĂU, I., KRAUS, D.: **Influenţa utilizării mecanismului pentru echilibrarea forţelor de inerţie de ordinul II, asupra nivelului vibraţiilor produse de motorul cu patru cilindri în linie.** 189

CIOBANU, M.: **Contribuţii la determinarea experimentală a momentelor de inerţie mecanice la corpurile asimetrice (cu aplicaţii la motoarele de autovehicule).** 198

STANCIU, I., GROSU, R.: **Calculul cantităţii de căldură dezvoltate la cuplarea ambreiajelor transmisiei hidromecanice cu schimbare sub sarcină.** 198

NECHITA, I.: **Contribuţii la calculul cuplului de frînare al frînolor cu curenţi turbionari.** 202

TOFAN, M. C., PETRESCU, N., GROVU, M.: **Model matematic pentru sistemul tractor-plug.** 208

3. Probleme de construcţie a organelor de automobile şi tractoare

PETRESCU, N., TOFAN, M.C.: **Cercetări în vederea elaborării unei familii de transmisii tipizate.** 213

NEMŢAN, I., VEN, ST.: **Alegerea convertizoarelor şi etajarea cutiilor de viteză pentru tractoare industriale.** 216

VĂTĂŞAN, AL.: **Contribuţie privind criteriile tipizării elementelor de cuplare din transmisia tractoarelor.** 225

TOGĂNEL, G.: **Trolii cu acţionare hidrostatică.** 228

IOANID, C.: **Studii şi cercetări în vederea realizării unor axe directoare pentru semiremorci de mare tonaj.** 232

PETRESCU, N., TOFAN, M.C., GROVU, M.: **Studiul mecanismului pentru încărcătoarele frontale.** 234

Revista apare sub îndrumarea:

Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini.

Redactori: RODICA MOLDOVEANU şi ŞERBAN TEODORESCU

S U M A R

CZ: 530. 145: 621.4

Oprea, V. : **Studiu matricial al dinamicii rigidului în mişcare de rotaţie, sprijinit de două reazeme, aplicat la maşinile de echilibrat.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 181

CZ: 621.317.75

Grovu, M., Savin, Gh. : **Oscilator electromecanic de relaxare.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 187

CZ: 534.1: 621.43

Rău, I., Kraus, D. : **Influenţa utilizării mecanismului pentru echilibrarea forţelor de inerţie de ordinul II, asupra nivelului vibraţiilor produse de motorul cu patru cilindri în linie.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 189

CZ: 621.43: 530.145

Ciobanu, M. : **Contribuţii la determinarea experimentală a momentelor de inerţie mecanice la corpurile asimetrice (cu aplicaţii la motoarele de autovehicule).**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 193

CZ: 621−33: 621−24/38

Stanciu, I., Grosu, R. : **Calculul cantităţii de căldură dezvoltate la cuplarea ambreiajelor transmisiei hidromecanice cu schimbare sub sarcină.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 198

CZ: 621−88

Nechita, I. : **Contribuţii la calculul cuplului de frînare cu curenţi turbionari.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 202

CZ: 517: 629.114.2: 631.372

Tofan, M. C., Petrescu, N., Grovu, M. : **Model matematic pentru sistemul tractor-plug.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 208

CZ: 621−235: 621−85

Petrescu, N., Tofan, M. C. : **Cercetări în vederea elaborării unei familii de transmisii tipizate.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 213

CZ: 669.184.12/2: 629.113: 631.372

Nemţan, I., Ven, Şt. : **Alegerea convertizoarelor şi etajarea cutiilor de viteză pentru tractoare industriale :**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 216

CZ: 621−88: 631.372

Vătăşan, Al. : **Contribuţie privind criteriile tipizării elementelor de cuplare din transmisia tractoarelor.**

Construcţia de maşini 28 (1976) nr. 4 p. 225

CZ: 621.863/.864: 621−82

Togănel, G. : **Trolii cu acţionare hidrostatică.**

Construcţia de maşini 28 (1976) nr. 4 p. 228

CZ: 621.869.238.2

Ioanid, C. : **Studii şi cercetări în vederea realizării unor axe directoare pentru semiremorci de mare tonaj.**

Construcţia de maşini 28 (1976) nr. 4 p. 232

CZ: 621−231: 621.869.4

Petrescu, N., Tofan, M. C., Grovu, M. : **Studiul mecanismului pentru încărcătoarele frontale.**

Construcţia de maşini 28 (1976) nr. 4 p. 234

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 630

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC ; 530.145 ; 621.4
Oprea, V. : **Matrix-study of the dynamics of the rigid in rotation movement, boosted by two supports, applied to balancing machines.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 181

DC ; 621.317.75
Grovu, M., Savin, Gh. : **Electromechanical relaxation oscillator.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 187

DC ; 534.1 ; 621.43
Rău, I., Kraus, D. : **The influence of using the mechanism for balancing inertion forces of second order, on the vibration level produced by the four-in-line engine.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 189

DC ; 621.43 ; 530.145
Ciobanu, M. : **Contributions to experimental determination of mechanical inertia moments in assymetrical bodies (with applications to automotive engines).**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 193

DC ; 621 – 33 ; 621 – 34/38
Stanciu, I., Grosu, R. : **Calculus of heat quantity developped when cuppling hydromechanical drive clutches with change under load.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 198

DC ; 621 – 88
Nechita, I. : **Contributions of the calculus of the braking torque with eddy currents.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 202

DC ; 517.1 ; 629.114.2 ; 631.372
Tofan, M. C., Petrescu, N., Grovu, M. : **Mathematical model for the tractor-plough system.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 208

DC ; 621 – 235 ; 621 – 85
Petrescu, N., Tofan, M.C. : **Researches for elaborating a standard type drive family.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 213

DC ; 669.184.12/2 ; 629.113 ; 631.372
Nemţan, I., Ven, St. : **Choosing converters and ranging gearboxes for industrial tractors.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 216

DC ; 621 – 88 ; 631.372
Vătăşan, Al. : **Contribution concerning the typification of cuppling elements in tractor drive.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 225

DC ; 621.863/.864 ; 621 – 82
Togănel, G. : **Hydrostatical hoists.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 228

DC ; 621.868.238.2
Ioanid, C. : **Studies and researches to achieve some direction axles for high tonnage semi-trailers.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 232

DC ; 621 – 231 ; 621.869.4
Petrescu, N., Tofan, M. C., Grovu, M. : **Mechanism study for frontal loaders.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr.4, p. 234

Attention !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă, Calea Griviţei nr. 64 – 66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucharest

SOMMAIRE

CD ; 530.145 ; 621.4
Oprea, V. : **Étude matricielle de la dynamique d'un ensemble rigide en mouvement de rotation appuyé sur deux supports, étude destineé aux équilibreuses.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 181

CD ; 621.317.75
Grovu, M., Savin, Gh. : **Oscillateur électromécanique de relaxation.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 187

CD ; 534.1 ; 621.43
Rău, I., Kraus, D. : **Influence de l'emploi du mécanisme pour l'équilibrage des forces d'inertie de second ordre sur le niveau des vibrations produites par le moteur à quatre cylindres en ligne.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 189

CD ; 621.43 ; 530.145
Ciobanu, M. : **Contributions à la détermination expérimentale des moments d'inertie mécanique des corps asymétriques (pour des applications aux moteurs des véhicules).**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 193

CD ; 621 – 33 ; 621 – 34/38
Stanciu, I., Grosu, R. : **Calcul de la quantité de chaleur développée lors des couplages des embrayages des transmissions hydromécaniques à changement sous charge.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 198

CD ; 621 – 88
Nechita, I. : **Contributions au calcul du couple de freinage aux courants tourbillonnaires.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 202

CD ; 517.1 ; 629.114.2 ; 631.372
Tofan, M. C., Petrescu, N., Grovu, M. : **Modèle mathématique destiné au système tracteur-charrue.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 208

CD ; 621 – 235 ; 621 – 85
Petrescu, N., Tofan, M. C. : **Recherches en vue de l'élaboration d'une famille de transmissions standardisées.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 213

CD ; 669.184.12/2 ; 629.113 ; 631.372
Nemţan, I., Ven, Şt. : **Choix des convertisseurs et étage des boites de vitesses destinées aux tracteurs industriels.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 216

CD ; 621 – 88 ; 631.372
Vătăşan, Al. : **Contribution concernant les critères de standardisation des éléments de couplage des transmissions des tracteurs.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 225

CD: 621.863/.864: 621 – 82
Togănel, G. : **Treuil à commande hydrostatique.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 228

CD ; 621.868.238.2
Ioanid, C. : **Études et recherches en vue de la réalisations d'esssieux directeurs destinés aux semi-rémorques de grand tonnage.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 232

CD ; 621 – 231 ; 621.868.4
Petrescu, N., Tofan, M. C., Grovu, M. : **Étude du mécanisme des chargeurs frontaux.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 4, p. 234

Attention !

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă. Calea Griviţei 64 – 66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucureşti

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 530. 145 ; 621.4

Oprea, V. : **Matrixstudium der Dynamik des auf zwei Lagern gestützen in Auswuchtmaschinen eingesetzen Starrs in Rotationsbewegung.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 181

DK ; 621.317.75

Grovu, M., Savin, Gh. : **Elektromechanisches Relaxationsoszillator.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 187

DK ; 534.1 ; 621.43

Rău, I., Kraus, D. : **Die Wirkung des Mechanismus für Schwungkraftausgleichung zweiter Orgnung auf das von Vierzylinderreihenmotor hervorgerufenem Schwingungsniveau.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 189

DK ; 621.43 ; 530.145

Ciobanu, M. : **Beitragungen zur experimentellen Fertlegung der mechanischen Schwungkraftmomenten bei den assymetrischen Körpern (mit Einsatz in Automotoren).**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, p. 193

DK ; 621 – 33 ; 621 – 34/38

Stanciu, I., Grosu, R. : **Ermittlung der bei der Ankupplung hydromechanischer Getriebe mit Anderung unter Belastung entwickelten Wärmemenge.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 198

DK ; 621 – 88

Nechita, I. : **Beiträge zur Ermittlung des Bremsmoments mit Wirbelströmen.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 202

DK ; 517.1 ; 629.114 ; 2 ; 631.372

Tofan, M. C., Petrescu, N., Grovu, M. : **Mathematisches Modell fur den Schlepper — Pflug — System.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 208

DK ; 621 – 235 ; 621 – 85

Petrescu, N., Tofan, M. C. : **Forschungen für die Ausarbeitung einer vereinheitlichten Getriebefamilie.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 213

DK ; 669.184.12/2 ; 629.113 ; 631.372

Nemţan, I., Ven, St. : **Konverterauswahl und Antriebskastenstufung für Betriebsschlepper.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 216

DK ; 621 – 88 ; 631.372

Vătăşan, A. : **Beitrag zu den Vereinheitlichungskriterien der Kopplungselementen von Schleppergetriebe.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 225

DK ; 621.863/.864 ; 621 – 82

Togănel, G. : **Winde hydrostatischer Antrieb.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 228

DK ; 621.868.238.2

Ioanid, C. : **Studien und Forschungen für Erzielung einiger Leitachse für Sattelanhänger grosser Tonnage.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 232

DK ; 621 – 231 ; 621.868.4

Petrescu, N., Tofan, M. C., Grovu, M. : **Studium des Vorderladermechanismus.**

Constructia de maşini, 28 (1976), Nr. 4, S. 234

Achtung !

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM-Serviciul export-import presă, Calea Griviţei Nr. 64 – 66, Postschliessfach 2001, Fernschreiben 011226, 7000 Bukarest — abonnieren lassen.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК ; 530.145 ; 621.4

Опреа, В., **Матричное исследование динамики строгого в вращательное движение. подпирание двух опоры, прикладной на станку для балансировки.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 181

ДК ; 621.317

Грову, М., Савин, Гх.,: **Электромеханический осциллятор релаксаций.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 187

ДК ; 534.1 ; 621.43

Рэу, И., Краус, Д., **Воздействие использования механизма для уравновешивания сил инерции II-ого степени, на уровня вибраций произведены на двигатель с четырьмя цилиндрами в ряд.**

Constructia de maşini, 28 (1976). nr. 4, стр. 189

ДК ; 621.43 ; 530.145

Чиобану, М.,: **Вклады на экспериментальную определимость механических моментов инерции на несиметричные тела (с настрочками на двигатели автомашин),**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 193

ДК ; 621 – 33 ; 621 – 34/38

Станчу, И., Гросу, Р.: **Вычисление количества теплоты изложенной на спаривание сцеплений гидромеханической передачи с видоизменением под нагрузкой.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 198

ДК ; 621 – 88

Некита, И.: **Вклады на исчисление пары торможения с вихровыми течениями.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 202

ДК ; 517.1 ; 629.114.2 ; 631.372

Тофан, М. К., Петреску, Н., Грову, М.: **Математический модель для системы трактор-струг.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 208

ДК ; 621 – 235 ; 621 – 85

Петреску, Н., Тофан, М. К.: **Исследования в виду составления семьи установленных типичных передач.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 213

ДК ; 669.184.12/2 ; 629.113 ; 631.372

Немцан, И., Вен, Ст.: **Выбор преобразователей и ступень коробок скоростей для промышленных тракторов.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 216

ДК ; 621 – 88 ; 631.372

Вэтэшан, Ал.: **Вклад относительно к критериям установленного типочного порядка элементов сцепления передачи тракторов.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 225

ДК ; 621.863./864 ; 621 – 82

Тогэнел, Г.: **Лебёдки с гидростатическим приводом.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 228

ДК ; 621.868.238.2

Иоанид, К.: **Изучения и исследования в виду осуществления бедущих осей для полуприцепов большого тоннажа.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 4, стр. 232

ДК ; 621 – 231 ; 631.869.4

Петреску, Н., Тофан, М. К., Грову, М.: **Разработка механизма для фронтальных потрузчиков.**

Constructia de maşini 28 (1976), nr. 4, стр. 234

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM-serviciul export-import presă — Calea Griviţei nr. 64 – 66, P.O.B. 2001 telex 011226 – Bucureşti.

CERCETĂRI ÎN DOMENIUL AUTOVEHICULELOR ŞI TRACTOARELOR

1. Studii şi cercetări de mecanică aplicată

CZ ; 530.145 ; 621.4

Studiu matricial al dinamicii rigidului în mişcare de rotaţie, sprijinit pe două reazeme, aplicat la maşinile de echilibrat

Ing. Vasile **OPREA** – I.C.P.A.T. Braşov

Prin prisma calculului variaţional se face transpunerea matricială a ecuaţiilor de mişcare (faţă de un reper fix) ale unui rotor rigid, dezechilibrat, sprijinit pe două reazeme elastice, pe baza cărora se trag concluzii asupra alegerii soluţiei de principiu a maşinii de echilibrat, a sistemului de reazeme şi traductoare.

Se fac referiri cu privire la separare aplanelor de echilibrare.

0. Notaţii

$2Kx$ — constanta elastică a fiecăruia din cele două reazeme,

M — masa sistemului redus la un punct material G,

J — momentul de inerţie echivalent faţă de o axă ce trece prin G şi este perpendiculară pe planul XGY

ω — turaţia de lucru,

m_1, m_2 — masele de dezechilibru,

R_1, R_2 — razele la care apar masele de dezechilibru,

F_1, F_2 — amplitudinile forţelor de dezechilibru, avînd expresiile :

$$F_1 = m_1 R_1^2, \quad F_2 = m_2 F_2^2$$

F_{1x}, F_{2x} — expresia instantanee a proiecţiilor forţelor de dezechilibru pe planul XGY, avînd expresiile :

$$F_{1x} = F_1 \cos \omega t, \; F_{2x} = F_2 \cos (\omega t + \varphi)$$

q_1, q_2 — coordonatele generalizate ale reazemelor,

q_c — coordonata generalizată a centrului de greutate G,

γ — coordonata unghiulară de rotaţie în jurul unei axe perpendiculare pe planul XGY,

q_{1x}, q_{2x} — coordonatele generalizate ale punctelor de aplicaţie a forţelor F_{1x}, F_{2x},

l_1 — distanţa de la reazemul 1 la G,

l_2 — distanţa de la reazemul 2 la G,

l — distanţa între reazeme,

A — distanţa de la reazemul 1 la planul de echilibrare I,

B — distanţa între planele de echilibrare I şi II,

C — distanţa de la reazemul 2 la planul de echilibrare II,

(a, b) — produsul scalar dintre vectorii a şi b,

$(\ldots)$ — derivata temporală a mărimii din interiorul parantezelor,

$\dfrac{\partial}{\partial(\ldots)}$ — derivata parţială în raport cu coordonata din interiorul parantezelor,

A_1' A^{-1} — transpusa matricii A, respectiv inversa aceleiaşi matrice,

L — lagrangianul sistemului,

T, V — energia cinetică, respectiv potenţială a sistemului

a — vectorul complex a.

1. Introducere

Problematica acestui studiu s-a ivit din necesitatea proiectării unei maşini de echilibru dinamic a ventilatoarelor de aeroterme pentru autovehicule. Proiectarea unei maşini de echilibrat ridică problema modului de comportare a unui rotor neechilibrat în mişcare de rotaţie în domeniul turaţiilor de lucru impuse, întrucît de aceasta depinde alegerea sistemului de reazeme şi de traductoare şi în ultimă instanţă a schemei electronice de principiu. În literatura de specialitate întîlnită problemele de acest gen sînt tratate fie într-un context mai general, în cadrul unei game mai largi de problematici, fără a urmări în mod special o sistematizare cu referire la modurile de lucru sub şi peste turaţiile proprii ale sistemului, fie prin prisma unor formule de calcul cantitative, insistînd în special asupra descrierii fenomenelor fizice ca atare, precum şi asupra unor metode de echilibrare ce se folosesc în practica curentă pe maşini produse de diferite firme. În acest sens, acest studiu – deşi calitativ – are menirea de a constitui o punte de legătură între teorie și practica de proiectare, prin faptul că permite orientarea proiectantului în alegerea schemei de principiu a mașinii în funcție de elementele de care dispune și de considerentele concrete de la care pornește, impuse pe de o parte de piesa supusă echilibrării, iar pe de altă parte de posibilitățile tehnologice de realizare a unei mașini adecvate.

2. Ipoteze de calcul

Întrucît o întreagă gamă de piese rigide care se echilibrează — printre care rotoarele, ventilatoarele, arborii cotiți și arborii cardanici — prezintă simetrie față de axa de rotație, modelul care substituie cel mai elocvent această categorie de rigizi este sistemul ax-volant, care de altfel a și fost ales pentru studiu.

— Sistemul ax-volant dezechilibrat se înlocuiește cu un sistem ax-volant perfect echilibrat, asupra căruia acționează sistemul de forțe centrifuge de dezechilibru (datorat maselor de dezechilibru).

— Sistemul de forțe de dezechilibru se presupune redus la un sistem echivalent de două forțe F_1 și F_2 ce acționează în două plane diferite perpendiculare pe axa de rotație și care se numesc plane de echilibru sau la un torsor format dintr-o rezultantă F_R și un cuplu $(+F_c;\ -F_c)$.

— Sistemul este sprijinit pe două reazeme elastice identice, care lasă libertate mișcării pe o singură direcție, în plan orizontal (mișcarea pe celelalte direcții fiind blocată mecanic).

— Studiul se face presupunînd sistemul ax-volant-reazem redus la un punct material situat în centrul de greutate G al ansamblului și de parametrii concentrați (masă echivalentă M, moment de inerție I).

— Se consideră că raza secțiunii transversale a axului în dreptul reazemelor este mult mai mică în raport cu lungimea sa.

— Scrierea ecuațiilor se face în ipoteza deplasărilor mici ale centrului de greutate în raport cu poziția de echilibru static.

3. Ecuațiile de mișcare ale sistemului ax-volant dezechilibrat

În baza ipotezelor făcute anterior problema a fost redusă la aceea a unei bare rigide de masă și moment concentrate în centrul de greutate G și care oscilează în planul orizontal, sub acțiunea proiecțiilor pe acest plan a forțelor de dezechilibru (fig. 1).

În conformitate cu notațiile făcute anterior și ținînd seama de figura 1 b, se pot face ușor toate calculele și se pot scrie relațiile de legătură între coordonate, așa după cum urmează în paragrafele de mai jos.

3.1. Relații de legătură

$$q_c = q_1 + l_1\gamma \qquad q_2 = q_1 + l\cdot\gamma \qquad 3.1.1.$$

$$q_{1x} = q_1 + A\cdot\gamma \qquad q_{2x} = q_1 + (A+B)\gamma \qquad 3.1.2$$

$$A + B + C = l \qquad l_1 + l_2 = l \qquad 3.1.3$$

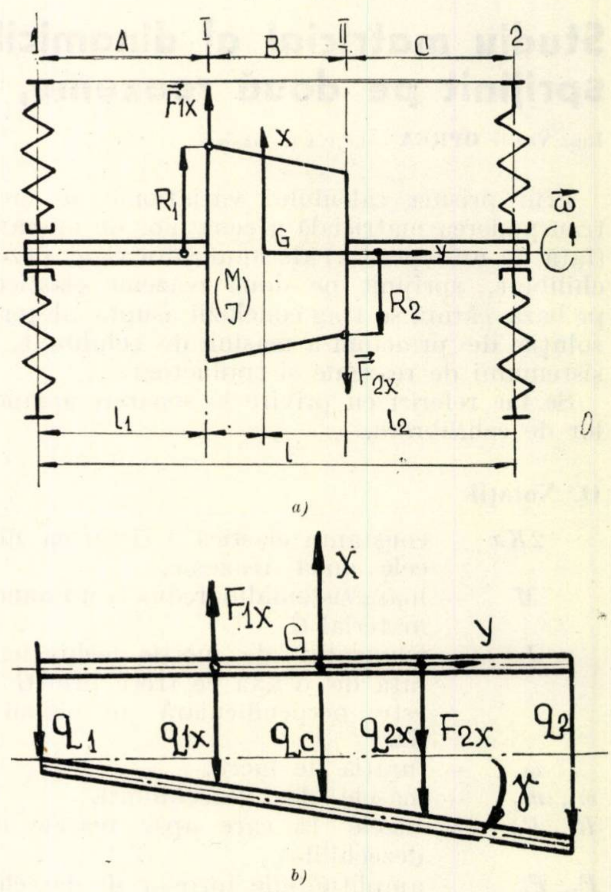


Fig. 1

3.2. Expresia energiei cinetice T a sistemului

$$T = \frac{1}{2}M(q_c)^2 + \frac{1}{2}J(\gamma)^2 = \frac{1}{2}(\Gamma_c,\ \Lambda'_{\Gamma c}) \qquad 3.2.1$$

$$\text{unde } \Gamma_c = \begin{pmatrix} q_c \\ \gamma \end{pmatrix},\ \Lambda = \begin{pmatrix} M & 0 \\ 0 & J \end{pmatrix} \qquad 3.2.2.$$

3.3. Expresia energiei potențiale V a sistemului

$$V = \frac{1}{2}\cdot 2K_x q_1^2 + \frac{1}{2}\cdot 2K_x\cdot q_2^2 -$$

$$-\int F_{1x}\,dq_{1x} - \int F_{2x}\,dq\,2_x \qquad \text{și de aici}$$

$$V = K_x(\Gamma,\ \Gamma) - \int (F_x,\ d\Gamma_x) \qquad 3.3.1$$

$$\text{unde: } \Gamma = \begin{pmatrix} q_1 \\ q_2 \end{pmatrix},\ F_x = \begin{pmatrix} F_{1x} \\ F_{2x} \end{pmatrix},\ \Gamma = \begin{pmatrix} q_{1x} \\ q_{2x} \end{pmatrix} \qquad 3.3.2$$

3.4. Expresia lagrangianului L al sistemului

Întrucît $L = T - V$, rezultă expresia:

$$L = \frac{1}{2}(\dot{\Gamma}_c, \lambda\dot{\Gamma}_c) - K_x(\Gamma, \Gamma) + \int (F_x, drx) \qquad 3.4.1$$

Deoarece se pot scrie relațiile:

$$\Gamma_c = \Lambda_c \cdot q,\ \Gamma = \lambda\Gamma \cdot q,\ \Gamma_x = \Lambda x q \qquad 3.4.2$$

unde:

$$\Lambda_c = \begin{pmatrix} 1 & 1_1 \\ 0 & 1 \end{pmatrix},\ \Lambda\Gamma = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{pmatrix},\ \Lambda_x = \begin{pmatrix} 1 & A \\ 1 & A+B \end{pmatrix},$$

$$q = \begin{pmatrix} q_1 \\ \gamma \end{pmatrix} \qquad 3.4.3$$

expresia lagrangianului devine:

$$L = \frac{1}{2}(\dot{q}, \Lambda_c' \cdot \Lambda \cdot \Lambda_c\,\dot{q}) - K_x(q, \Lambda_r' \cdot \Lambda_r \cdot q) +$$

$$+ \int (\Lambda_x' F_x, dq) \qquad 3.4.4$$

S-a ținut seama și de faptul că în interiorul unui produs scalar (Ax, By) cu AB matrice pătratice, iar xy vectori coloană) se pot face următoarele transformări:

$$(Ax, By) = (x, A'By) = (y, B'Ax) \qquad 3.4.5$$

3.5. Gradientul unei funcții reale Q după un vector X

Se definește gradientul unei funcții reale $Q(x)$ după un vector $x = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{Bmatrix}$ și se notează $grad_x\,Q(x)$ vectorul coloană, avînd ca element i derivata lui Q în raport cu variabila independentă x_i:

$$grad_x\,Q(x) = \begin{pmatrix} \dfrac{\partial Q}{\partial x_1} \\ \vdots \\ \dfrac{\partial Q}{\partial x_n} \end{pmatrix} \qquad 3.5.1$$

În continuare se va calcula gradientul unor funcții reale ce se întîlnesc în expresia lagrangianului, întrucît acestea se vor folosi mai tîrziu la scrierea ecuațiilor de mișcare.

— Gradientul unei forme pătratice (x, Ax)

Dacă A este o matrice $n\,x\,n$, iar x un vector coloană $mx\ l$, atunci, deoarece $(X, AX) = \sum_{i,j=1}^{n} a_{ij} \cdot x_i \cdot x_j = Q(x)$, se poate scrie derivata parțială a lui Q în raport cu x_k:

$$\frac{\partial(x_i\,Ax)}{\partial x_k} = \sum_{i,j=1}^{n} a_{ij}\left(\frac{\partial x_i}{\partial x_k} \cdot x_j + X_i \frac{\partial x_j}{\partial x_k}\right) =$$

$$= \sum_{i,j=1}^{n} a_{ij}(x_j;\ \delta ik + xi\delta_j k) = \sum_{i=1}^{n} (a_i k + ak_i)\, x_i$$

$$\text{întrucît } \frac{\partial x_i}{\partial x_j} = \delta_{ij} \begin{Bmatrix} 1, i = j \\ 0, i \neq 0 \end{Bmatrix}$$

xi, $i = 1, 2, \ldots, n$ fiind variabile independente
Urmează că:

$$grad_x(x_i A_x) = (A + A')\,x \qquad 3.5.2$$

Gradientul după direcția x al produsului scalar dintre un vector constant a și x

Întrucît produsul scalar (ax) se poate scrie sub forma:

$(a, x) = \sum_{i=1}^{n} a_i \cdot x_i$ se obțin succesiv relațiile:

$\frac{\partial(a_i x)}{\partial x_k} = \sum_{i=1}^{n} a_i \frac{\partial_{xi}}{\partial_{xk}} = \sum_{i=1}^{n} a_i\,\delta_{ik} = a_k$, de unde rezultă imediat expresia gradientului:

$$grad_x(a,\ x) = a \qquad 3.5.3$$

Cu aceste cîteva scurte considerente asupra gradientului se pot scrie ecuațiile lui Lagrange pentru sistemul ax-volant-reazem.

3.6. Ecuațiile lui Lagrange

Pentru un sistem în mișcare se poate alege un sistem de coordonate generalizate independente $q_1, q_2, \ldots q_n$, astfel că pentru L dat, pe baza principiilor calculului variațional, se pot scrie ecuațiile sub forma Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0 \qquad i = 1, 2, \ldots, n \qquad 3.6.1$$

iar în notație matricială:

$$\frac{d}{dt}\begin{pmatrix} \dfrac{\partial L}{\partial \dot{q}_1} \\ \vdots \\ \dfrac{\partial L}{\partial \dot{q}_n} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \dfrac{\partial L}{\partial q_1} \\ \vdots \\ \dfrac{\partial L}{\partial q_n} \end{pmatrix} = \Theta \qquad 3.6.2$$

respectiv:

$$\frac{d}{dt}\, grad_{\dot{q}} \cdot L - grad_q\, L = \Theta \qquad 3.6.3$$

Avînd în vedere formulele (3.5.2) şi (3.5.3), se poate scrie:

$$grad_q\,(\dot{q}_1\,\Lambda_c'\,\Lambda\cdot\Lambda_c\cdot\dot{q}) = (\Lambda_c'\,\Lambda\,\Lambda_c +$$

$$+\,\Lambda_c'\,\Lambda\,\Lambda_c)\,\dot{q} = 2\Lambda_c'\,\Lambda\,\Lambda_c\,\dot{q}$$

$$grad_q\,(q_1\,\Lambda_\Gamma'\cdot q) = (\Lambda_\Gamma'\,\Lambda_{\Gamma q} + \Lambda_\Gamma'\,\Lambda_q) = 2\Lambda_\Gamma'\,\Lambda_\Gamma\cdot q$$

$$grad_q\int(\Lambda_x'\,F_x,\,dq) = \Lambda_x'\cdot F_x$$

Ţinînd seamă de expresia (3.4.4), ecuaţia matricială de mişcare ia următoarea formă:

$$\Lambda_c'\,\Lambda\,\Lambda_c\ddot{q} + 2K_x\,\Lambda_r'\,\Lambda\Gamma q - \Lambda_x'\,F_x = \Theta \quad 3.6.4$$

Întrucît Fx are componente sinusoidale de aceeaşi frecvenţă, calculele ulterioare se vor face în complex.

3.7. Tratare în complex

Considerînd ecuaţia (3.6.4) drept partea reală a unei ecuaţii în complex de aceeaşi coeficienţi, se poate scrie:

$$\Lambda_c'\Lambda\Lambda c\ddot{\underline{q}} + 2K_x\,\Lambda_\Gamma'\Lambda_\Gamma\underline{q} = \Lambda_x'\,\underline{F}_x \qquad 3.7.1$$

unde s-au făcut notaţiile:

$$\underline{q} = \begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{\Gamma}\end{pmatrix} e^{j\omega t} = \underline{Q}\,e^{j\omega t} \text{ şi } Re\ \underline{q} = q = \begin{pmatrix}q_1\\ \gamma\end{pmatrix} \quad 3.7.2$$

$$\underline{F}_x = \begin{pmatrix}F_1 e^{j\varphi}\\ F_2\end{pmatrix} e^{j\omega t} = \underline{F}\cdot\epsilon^{j\omega t} \text{ şi } F_x = Re\,\underline{F}_x \quad 3.7.3$$

Înlocuind în 3.7.1 rezultă:

$$(2K_x\,\Lambda_\Gamma'\,\Lambda_\Gamma) - \omega^2\,\Lambda_c'\,\Lambda\Lambda_c)\,\underline{Q} = \Lambda_x'\,\underline{F} \quad 3.7.4$$

Efectuînd produsele de matrice pe baza notaţiilor din formulele (3.2.2) şi (3.4.3), rezultă ecuaţia:

$$4K_x\begin{pmatrix}1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_0}\right)^2 & \dfrac{L}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\\[2ex] \dfrac{L}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] & \dfrac{L^2}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega^2}\right)^2\right]\end{pmatrix}\cdot\begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{r}\end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix}1 & 1\\ A & A+B\end{pmatrix}\cdot\underline{F} \qquad 3.7.5$$

unde: ω_0, ω_1, ω_2 sînt frecvenţele proprii şi au expresiile:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{4K_x}{M}}\ \omega_1 = \sqrt{\frac{2K_xL}{ML_1}},\ \omega_2 = \sqrt{\frac{2K_x\,L^2}{J+ML_1^2}} \quad 3.7.6$$

Întrucît în cele ce urmează se va lucra şi cu sistemul de coordonate $\begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{Q_2}\end{pmatrix}$, trecerea făcîndu-se prin intermediul transformării matriciale:

$$\begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{\Gamma}\end{pmatrix} = \begin{pmatrix}1 & 0\\ -\dfrac{1}{L} & \dfrac{1}{L}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{Q_2}\end{pmatrix} \qquad 3.7.7$$

vom înlocui (3.7.7) şi (3.7.5) şi înmulţind la stînga cu matricea va rezulta ecuaţia:

$$\begin{pmatrix}1 & 1\\ A & A+B\end{pmatrix}^{-1} = \frac{1}{B}\begin{pmatrix}A+B & -1\\ -A & 1\end{pmatrix}$$

$$\frac{4K_x}{B}\begin{pmatrix}A+B & -1\\ -A & 1\end{pmatrix}\begin{pmatrix}1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_0}\right)^2 & \dfrac{L}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right]\\[2ex] \dfrac{1}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] & \dfrac{L^2}{2}\left[1-\left(\dfrac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right]\end{pmatrix}\cdot$$

$$\cdot\begin{pmatrix}1 & 0\\ -\dfrac{1}{L} & \dfrac{1}{L}\end{pmatrix}\begin{pmatrix}\underline{Q_1}\\ \underline{Q_2}\end{pmatrix} = \underline{F} \qquad 3.7.8$$

Dacă se fac notaţiile:

$$\omega_{min}^2 = min\,(\omega_0^2,\,\omega_1^2,\,\omega_2^2) =$$

$$= 2K_x\,min\left(\frac{2}{M},\ \frac{L}{ML_1},\ \frac{L^2}{J+M_1^2}\right) \quad 3.7.9$$

$$\omega_{max}^2 = max\,(\omega_0^2,\ \omega_1^2,\,\omega_2^2) =$$

$$= 2K_x\,max\ \left(\frac{2}{M}\right),\ \frac{L}{ML_1},\ \frac{L^2}{J+ML_1^2}\right) \quad 3.7.10$$

se pot pune în evidenţă două domenii de turaţii:

a) $\omega^2\,max \ll \omega^2$ sau $2K_x \ll$

$$\ll \frac{\omega^2}{max\left(\dfrac{2}{M},\ \dfrac{L}{ML_1},\ \dfrac{L^2}{J+ML_1^2}\right)} \quad 3.7.11$$

b) $\omega^2\,min \gg \omega^2$ sau $2K_x \gg$

$$\gg \frac{\omega^2}{min\left(\dfrac{2}{M},\ \dfrac{L}{ML_1},\ \dfrac{L^2}{J+ML_1^2}\right)} \quad 3.7.12$$

În continuare se va rezolva problema separării planelor de echilibrare în fiecare din cele două domenii de turaţii.

3.8. Lucrul sub turaţia minimă proprie

Acest domeniu precizat de formula (3.7.12) permite scrierea ecuaţiilor de separare sub forma simplă şi elegantă :

$$\frac{4K_x}{B}\begin{pmatrix} A+B & 1 \\ -A & 1 \end{pmatrix}\begin{pmatrix} 1 & \frac{L}{2} \\ \frac{L}{2} & \frac{L^2}{2} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} 1 & 0 \\ -\frac{1}{L} & \frac{1}{L} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \underline{Q}_1 \\ \underline{Q}_2 \end{pmatrix} = \underline{F} \qquad 3.8.1$$

Efectuînd calculele şi luînd în considerare formulele 3.1.3, se obţine ecuaţia :

$$2K_x\begin{pmatrix} 1+\frac{A}{B} & -\frac{c}{B} \\ -\frac{A}{B} & 1+\frac{C}{B} \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \underline{Q}_1 \\ \underline{Q}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2\, e^{j\varphi} \end{pmatrix} \qquad 3.8.2$$

şi corespunzător, sistemul de ecuaţii de separare :

$$\begin{cases} \frac{A}{B}\underline{Q}_1 - \frac{C}{B}\underline{Q}_2 + \underline{Q}_1 = \frac{1}{2K_x}\cdot F_1 = \frac{m_1R_1\cdot\omega^2}{2Kx} \\ -\frac{A}{B}\underline{Q}_1 + \frac{C}{B}\underline{Q}_2 + \underline{Q}_2 = \frac{1}{2K_x}\cdot F_2 e^{j\varphi} = \frac{m_2R_2\,\omega^2}{2Kx}e^{j\varphi} \end{cases} \qquad 3.8.3$$

Pentru o maşină de echilibrat ce lucrează în acest domeniu de turaţii este foarte important faptul că rezultatele măsurătorilor nu sînt influenţate de masa totală a sistemului, de momentul de inerţie echivalent, de distanţa dintre reazeme sau de poziţia centrului de greutate, întrucît unele din aceste mărimi sînt greu de măsurat cu exactitate. Desigur, pentru măsurare corectă este necesară introducerea unor posibilităţi de compensare, astfel încît rezultatul să nu depindă de rază sau turaţie. Realizarea unui sistem care să permită compensarea cu rapoartele $\frac{A}{B}$ şi $\frac{C}{B}$, cu alte cuvinte să simuleze ecuaţiile 3.8.3, este arătată în figura 2.

Iată deci că fixarea rapoartelor $\frac{A}{B}$, $\frac{C}{B}$ se face potenţiometric şi tot atît de simplu şi compensarea cu raza. Dubla integrare permite eliminarea efectului frecvenţei în măsurarea dezechilibrului. Evident însă că nu orice tip de reazeme electrice satisface acest sistem de echilibrare. Condiţia (3.7.12) trebuie interpretată în acest sens ca o condiţie de proiectare. Astfel, dacă se dă un anumit tip de piese ce trebuie echilibrate la o turaţie prescrisă rezultă ca date iniţiale ω, *m*, *z* şi atunci relaţia (3.7.12) permite determinarea constantei elastice a reazemelor. Din motive tehnice însă această constantă elastică nu poate fi aleasă oricît de mare, astfel încît pentru $K_x\,max$ dat inegalitatea (3.7.12) este şi o condiţie de limitare a masei maxime a sistemului ax-volant-reazeme. Pe de altă parte, dacă se folosesc traductoare electrodinamice de viteză care necesită la o turaţie dată curse destul de mari (de ordinul zecimilor de milimetri pentru a da un semnal acceptabil ca amplitudine), alegerea unor reazeme de K_x prea mare implică transmiterea oscilaţiilor la traductor printr-un amplificator mecanic adecvat.

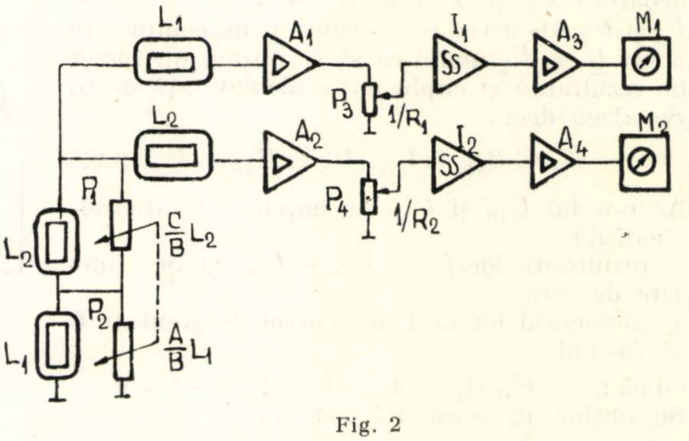


Fig. 2

3.9. Lucrul deasupra turaţiei maxime proprii

Avînd în vedere ecuaţia (3.7.5) şi condiţia (3.7.11), se poate scrie ecuaţia matricială :

$$-\omega^2\begin{pmatrix} M & ML_1 \\ ML_1 & J+ML_1^2 \end{pmatrix}\begin{pmatrix} \underline{Q}_1 \\ \Gamma \end{pmatrix} =$$

$$=\omega^2\begin{pmatrix} 1 & 1 \\ A & A+B \end{pmatrix}\begin{pmatrix} m_1R_1 \\ m_2R_2\, e^{j\varphi} \end{pmatrix} \qquad 3.9.1$$

Dacă se fac notaţiile :

$$\underline{U}_1 = m_1\,R_1,\ \underline{U}_2 = m_2\,R_2\,e^{j\varphi} \qquad 3.9.2$$

şi se ţine seamă de relaţia (3.1.1), se poate scrie sistemul :

$$M\underline{Q}_c = -\,(\underline{U}_1 + \underline{U}_2)$$

$$ML_1\,\underline{Q}_c = J\Gamma = -\,A\underline{U}_1 - (A+B)\,U_2 \qquad 3.9.3$$

și de aici:

$$M\underline{Q}_c = -(\underline{U}_1 + \underline{U}_2)$$

$$J \cdot \underline{r} = -B\underline{U}_2 + (l_1 - A)(\underline{U}_1 + \underline{U}_2) \quad 3.9.4$$

Aceste ecuații nu pun în evidență modul cum se face separarea planelor de echilibrare, deoarece Q_0 și Γ sînt combinații liniare de $\underline{U}_1$ și $\underline{U}_2$. De aceea se va căuta o descompunere a lui $\underline{U}_1$ și $\underline{U}_2$ astfel ca să se obțină un torsor de rezultantă și cuplu dat, calculat față de G. Se alege deci:

$$\underline{U}_1 = \underline{U}_{1R} + \underline{U}_{1c},\ \underline{U}_2 = \underline{U}_{2R} + \underline{U}_{2c} \quad 3.9.5$$

Asupra lui $\underline{U}_{1R}$ și $\underline{U}_{2R}$ se impun următoarele condiții:

— rezultanta lor $\underline{U}_R = \underline{U}_{1R} + \underline{U}_{2R}$ să fie diferită de zero.

— momentul lor față de centrul de greutate G să fie nul,

adică: $-\underline{U}_{1R}(l_1 - A) + \underline{U}_{2R}(I_2 - C) = 0$

Se obține în acest fel sistemul:

$$\begin{cases} \underline{U}_{1R} + \underline{U}_{2R} = \underline{U}_R \\ -\underline{U}_{1R}(I_1 - A) + \underline{U}_{2R}(I_2 - C) = 0 \end{cases} \quad 3.9.6$$

Rezolvînd ecuațiile rezultă:

$$\underline{U}_{1R} = \frac{l_2 - C}{B}\underline{U}_R,\quad \underline{U}_{2R} = \frac{l_1 - A}{B}\underline{U}_R \quad 3.9.7$$

Asupra lui U_{1c} și U_{2c} se impun următoarele condiții:

— rezultanta lor $\underline{U}_{1c} + \underline{U}_{2c} = 0$

— momentul lor față de G este diferit de zero, $\underline{M}_c = 0$

Rezultă sistemul de ecuații:

$$\underline{U}_{1c} = \underline{U}_{2c} = 0$$

$$\underline{U}_{2c}(I_2 - C) + \underline{U}_{1c} - (I_1 - A) = \underline{U}_{2c}(I_2 - C) - $$

$$- \underline{U}_{1c}(I_1 - A) = \underline{M}_c \quad 3.9.8$$

Rezolvarea conduce la soluțiile:

$$\underline{U}_{Ic} = -\underline{U}_{2c},\ M_c = \underline{U}_{2c}(I_1 + l_2 - A - C) = B \cdot \underline{U}_{2c} \quad 3.9.9$$

A rezultat deci un torsor de rezultantă $\underline{U}_R$ și de cuplu

$(-\underline{U}_{2c};\ \underline{U}_{2c})$ de moment $M_c = B\underline{U}_{2c}$.

În aceste condiții ecuațiile de separare iau forma:

$$Q_c = \frac{\underline{U}_R}{M}, \underline{\Gamma} = -\frac{B}{j}\underline{U}_{2c} \quad 3.9.10$$

Sistemul electronic care permite realizarea prin simulare a acestor ecuații este arătat în figura 3.

Iată deci că lucrînd în acest sistem, de data aceasta separarea planelor de echilibrare se face în funcție de poziția centrului de greutate, întrucît coordonatele $\underline{Q}_c$ și $\underline{Q}_2$ au expresiile

$$\underline{Q}_c = \frac{l_2}{l}\underline{Q}_1 + \frac{l_1}{l}\underline{Q}_2\ r = \frac{\underline{Q}_2 - \underline{Q}_1}{l} \quad 3.9.11$$

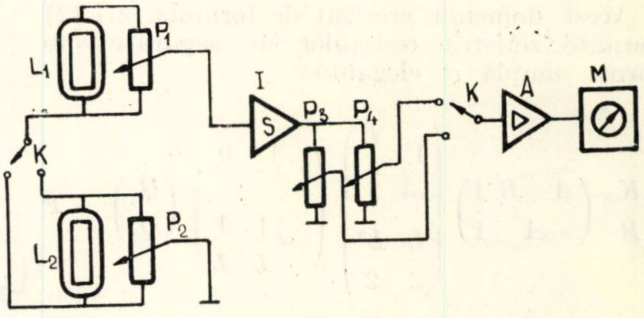


Fig. 3

și deoarece $\underline{U}_R$ și $\underline{U}_{2c}$ au expresii de forma:

$$\underline{U}_R = m_R R_R e^{j\varphi R},\ \underline{U}_{2c} = m_c R_c e^{j\varphi C} \quad 3.9.12$$

este necesară o compensare a rapoartelor $\frac{B}{J}R_c$, respectiv $\frac{R_R}{M}$. Deoarece de la o piesă la alta, chiar în cadrul aceluiași tip de piesă, M și J și l_1 și l_2, sînt greu de determinat, echilibrarea se face reglînd mai întîi mașina cu ajutorul unei piese etalon perfect echilibrate. Dacă ne referim acum la condiția 3.7.11, ea poate fi interpretată ca o relație de proiectare. Cunoscînd ω, M, J, ea reprezintă o condiție de determinare a constantei electrice a reazemelor, iar la K_x *min* dat o condiție de limitare a masei minime a sistemului ax-volant-reazeme. Sistemul fiind destul de elastic nu mai este necesară folosirea amplificatoarelor mecanice.

Concluzii

Acest studiu pune în evidență cîteva chestiuni importante în legătură cu modul de abordare a problemei de proiectare a unei mașini de echilibrat:

— În primul rînd pentru cazul general, coeficienții ce ponderează semnalele de la traductoare sînt funcții neliniare de frecvență. Articolul dă indicații asupra modului cum acești coeficienți pot deveni funcții de frecvență sau chiar constante reale, simplu de realizat de un sistem electronic adecvat ales.

— În al doilea rînd, împărțirea în cele două domenii de funcționare a mașinilor aduce cu sine impunerea unor condiții ce pot fi considerate drept relații de proiectare a sistemului de reazeme și de alegere a schemei electronice de principiu.

— În al treilea rînd, forma elegantă de abordare a problemei, permisă de teoria matricelor și de calculul variațional, dă posibilitatea extinderii metodei de studiu și asupra teoriei echilibrării în trei sau mai multe plane.

CZ: 621.317.75

Oscilator electromagnetic de relaxare

Ing. Mihai **GROVU** – ICPAT Brașov
Prof. dr. ing. Gh. **SAVIN** – Institutul politehnic – Iași

1. Observații generale

Un oscilator electromecanic neliniar poate fi obținut prin asocierea unui circuit electric neliniar descris prin ecuații diferențiale de ordinul întîi și un sistem mecanic oscilant. Un circuit electric neliniar este prezentat în figura 1, iar un sistem mecanic simplu care oscilează prin torsiune în figura 2, analog echipamentului mobil al unui aparat de măsură magnetoelectric. Circuitul electric este format din rezistența de reglaj R, rezistența cadrului R_c, inductanța cadrului L_c, un element neliniar cu caracteristica $U(i)$ și o sursă de tensiune continuă, iar sistemul mecanic din piesele polare P_1, P_2, magnetul permanent NS și cadrul mobil C avînd masa m, de care sînt fixate două resoarte spirale. Magnetul permanent produce un flux magnetic radial în întrefier.

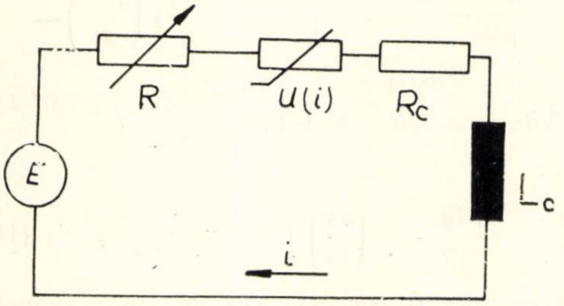


Fig. 1

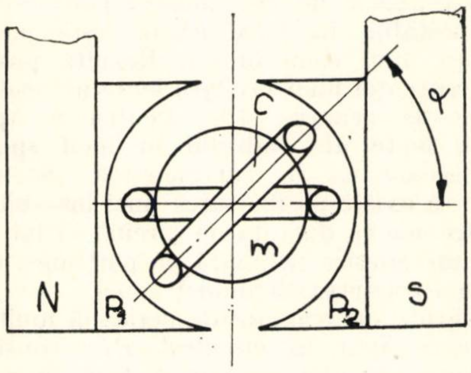


Fig. 2

2. Stabilirea ecuațiilor de funcționare

Pentru stabilirea ecuațiilor de funcționare ale acestui dispozitiv de conversie electromecanic aplicăm ecuațiile lui Lagrange, folosind drept coordonate generalizate deplasarea unghiulară α și sarcina electrică Q care parcurge cadrul dispozitivului.

Energia cinetică totală este:

$$E_c = \frac{I\alpha^2}{2} + W mag \qquad (1)$$

$W mag$ este energia magnetică din dispozitivul de conversie și este compusă din energia de interacțiune dintre cadru și cîmpul produs de magnetul permanent; $W_1\ mag\ (\alpha,\ i)$ este energia produsă de magnetul permanent și este independentă de α și $i\ w_2\ mag$ și de energia magnetică acumulată în bobina cadrului mobil $W^3\ mag\ (i)$, produsă de curentul ce străbate cadrul. Cîmpul produs de magnetul permanent este radial și este distribuit uniform în întrefier. Dacă B este inducția în întrefier, L și b dimensiunile geometrice ale cadrului, A suprafața cadrului, N numărul de spire al cadrului, rezultă:

$$\begin{aligned} W_1\, mag\ (\alpha, i) &= iB\ Nb\ l\alpha = \\ &= i\alpha\, NBA\ i\alpha\, N\Phi_0 = q\alpha\, N\Phi_c \end{aligned} \qquad (2)$$

$$W_{3mag}\ (i) = \frac{L_c\, i^2}{2} = \frac{L_c\, q^2}{2} \qquad (3)$$

Deci:

$$E_c = \frac{I\dot{\alpha}^2}{2} + q\alpha\, N\Phi_c + \frac{L_c\, \dot{q}^2}{2} + W_{2mag} \qquad (4)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \alpha} = I\alpha \frac{d}{dt}\left[\frac{\partial E_c}{\partial \alpha}\right] = I\ddot{\alpha} \qquad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}} &= N\alpha\, \Phi_0 + L_c\, \dot{q} \frac{d}{dt}\left[\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}}\right] = \\ &= N\Phi_c\, \frac{d\alpha}{dt} + L_c\ddot{q} \end{aligned} \qquad (6)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \alpha} = \dot{q}\, N\Phi_c \quad \frac{\partial E_c}{\partial q} = 0 \qquad (7)$$

Forțele generalizate vor fi:

$$Q\alpha = -\, C\alpha - B\dot{\alpha},\ Qq = E - (R + R_c)\, \dot{q} - U(\dot{q}) \qquad (8)$$

Ecuațiile lui Lagrange devin:

$$I\ddot{\alpha} - \dot{q}\, N\Phi_0 = -\, C\alpha - B\dot{\alpha} \qquad (9)$$

$$N\Phi_c\, \frac{d\alpha}{dt} + L_c\ddot{q} = E - (R + R_c)\, \dot{q} - U(\dot{q}) \qquad (10)$$

Același sistem se putea obține direct din aplicarea principiului lui d'Alembert, ținînd seama că la acest dispozitiv magnetoelectric cuplul activ este de forma $M = N\Phi c i$, și de legile lui Kirchhoff pentru circuitul electric atașat sistemului mecanic.

Presupunem ca element neliniar o diodă tunel care are caracteristica dată în figura 3.

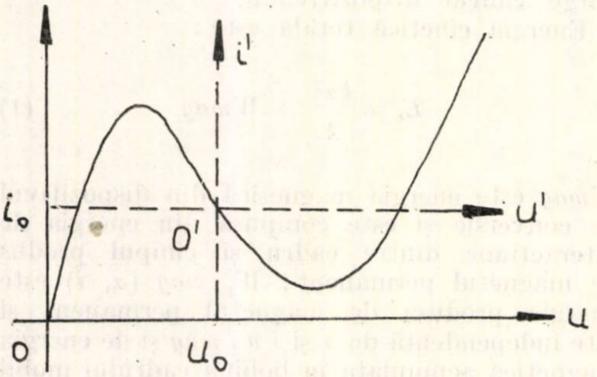


Fig. 3

Să presupunem că punctul de funcționare pe caracteristica neliniară a diodei tunel este O' și să facem substituțiile:

$$\alpha = \alpha_0 + \alpha' \qquad i = i_0 + i' \tag{11}$$

Sistemul de ecuații devine:

$$I\frac{d^2\alpha'}{dt^2} + B\frac{d\alpha'}{dt} + C(\alpha' + \alpha_0) = N\Phi_0(i' + i_0) \tag{12}$$

$$E = (R + R_c)(i' + i_0) + U' + U_0 + + L_c\frac{di'}{dt} + N\Phi_0\frac{d\alpha'}{dt} \tag{13}$$

În expresiile de mai sus termenul $Lc\,\frac{di'}{dt}$ este tensiunea de autoinducție, iar $N\Phi_0\,\frac{d\alpha'}{dt}$ cea indusă în conductoarele cadrului prin deplasarea sa într-un cîmp radial constant.

Un caz particular se obține prin neglijarea termenului $L_c\,\frac{di'}{dt}$, operație posibilă în multe cazuri practice, deoarece inductanța cadrului are valoare neglijabilă.

Obținem:

$$R'\,i' + U' + N\Phi_0\frac{d\alpha'}{dt} = 0 \tag{14}$$

unde:

$$R' = R + Rc$$

Înlocuind $i' = d_1u' + d_3u'^3$, se obține:

$$\frac{d\alpha'}{dt} = -\frac{1}{N\Phi_0}\left[(1 - R'd_1)\,u_1 + R'd_3\,u'^3\right] \tag{15}$$

sau:

$$\frac{d\alpha'}{dt} = -\frac{1}{N\Phi_0}\left[(1 - R'd_1)\,u' + R'd_3\,U'^3\right] =$$

$$= -(Nu' + Mu'^3) \tag{16}$$

Punînd:

$$U' = -P\left(\frac{d\alpha'}{dt}\right) + Q\left(\frac{d\alpha'}{dt}\right)^3 \tag{17}$$

rezultă:

$$\frac{d^2\alpha'}{dt^2} - \frac{N\Phi_0\,P - BR' - N\Phi_0^2}{R'I}\left[\left(\frac{d\alpha'}{dt}\right) - \frac{N\,\Phi_0\,Q}{N\Phi_0 P - BR' - N^2\Phi_0^2}\left(\frac{d\alpha'}{dt}\right)^3\right] + \frac{C\alpha'}{I} = 0 \tag{18}$$

sau:

$$\frac{d^2y}{dt^2} - \varepsilon\left[\frac{dy}{dt} - \eta\left(\frac{dy}{dt}\right)^3\right] + \mu y = 0 \quad (y \equiv \alpha') \tag{19}$$

Dacă $\varepsilon > 0$ ecuația este de tip Rayleigh. În planul fazelor există un singur punct singular (originea axelor de coordonate) care este un focar nestabil, în jurul căruia este posibilă existența unui ciclu limită. Rezultă posibilitatea existenței unor oscilații lente ale cadrului descrise de ecuația (19). Pentru a apărea oscilații lente ale cadrului în mod spontan este necesar ca în funcționarea sistemului electric să existe posibilitatea unei instabilități, adică trebuie ca dreapta de sarcină să intersecteze caracteristica neliniară pe porțiunea căzătoare a caracteristicii diodei tunel.

Oscilațiile de relaxare de perioadă mult mai mică care apar în circuitul RLc constituie un fenomen parazit în cazul de față, întreținut de aceeași sursă de energie.

3. Analiza experimentală a unui oscilator electromecanic neliniar

S-a utilizat o diodă tunel de tipul TD16−GE care are următorii parametrii: $Ip = 4{,}7mA$, $Iv = 0{,}37mA$, $Up = 0{,}051V$ și $Uv = 0{,}37V$. Dispozitivul magnetoelectric utilizat are următorii parametri:

$$I = 5\cdot10^{-7}\,\mathrm{kgm}^2,\ \mathrm{B} = 8{,}4\cdot10^{-11}\,\mathrm{s/rad},$$

$$C = 10^{-5}\,Nm/\mathrm{rad}$$

Ecuația de funcționare devine:

$$\frac{d^2\alpha'}{dt^2} - 8{,}64\left[\frac{d\alpha'}{dt} - 0{,}3803\cdot10^{-2}\left(\frac{d\alpha'}{dt}\right)^3\right] + + 20\alpha' = 0 \tag{20}$$

Este o ecuație de tip Rayleigh în care coeficienții ε, η și μ au valorile:

$$\varepsilon = 8{,}64 \quad \eta = 0{,}3803 \cdot 10^{-2} \quad \mu = 20. \qquad (21)$$

Ecuația diferențială neliniară de ordinul doi cu coeficienți constanți care descrie evoluția de timp a deplasării unghiulare α a fost integrată printr-o metodă numerică (Runge-Kutta) de ordinul patru). Indiferent de condițiile inițiale, oscilațiile cadrului se stabilizează foarte repede. Valorile numerice și curbele obținute din procesul de integrare sînt prezentate în figurile 4 și 5.

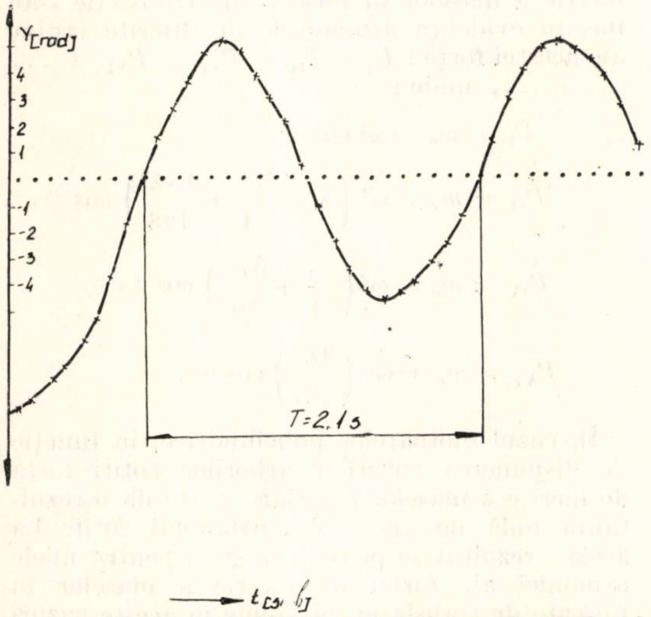


Fig. 4

NR. PASI	X (S)	Y (rad.)	DY/DX (rad/s)
1	.10000	−.86649	3.051994
2	.20000	−3.0696	8.43658
3	.30000	7.9351	12.96403
4	.40000	2.14731	13.57105
5	.50000	3.43833	12.01767
6	.60000	4.50940	9.16916
7	.70000	5.20223	4.12821
8	.80000	5.13740	−6.85563
9	.90000	4.60600	−14.14109
10	1.00000	3.78362	−18.04178
11	1.10000	2.85391	−18.82935
12	1.20000	1.91790	−18.52218
13	1.30000	.12916	−17.16948
14	1.40000	−1.50618	−15.48601
15	1.50000	−2.95659	−13.44648
16	1.60000	−4.17524	−10.78305
17	1.70000	−5.06861	−6.73078
18	1.80000	−5.39341	1.32787
19	1.90000	−5.15848	8.39362
20	2.00000	−4.55378	15.35119
21	2.10000	−3.69203	18.45213
22	2.20000	−2.75234	18.88743
23	2.30000	−.90778	17.82761
24	2.40000	.79973	16.27132
25	2.50000	2.33679	14.40886

Fig. 5. Fișă de calculator.

Concluzii

La stabilirea oscilațiilor de funcționare ale sistemului de conversie în ansamblu s-a pornit de la similitudinea care există între un circuit oscilant și un sistem mecanic oscilant din punct de vedere al ecuațiilor care se scriu, iar folosirea ecuațiilor lui Lagrange a permis scrierea mai rapidă a ecuațiilor diferențiale. A rezultat posibilitatea folosirii acestui dispozitiv de conversie electromecanic ca micromotor rotativ cu arbore oscilant în acționarea diverselor mecanisme de precizie, perioada de oscilație a lui fiind riguros constantă.

BIBLIOGRAFIE

1. *Savin, Gh., Rosman, H.*: Circuite electrice neliniare și parametrice, Editura tehnică, București, 1975.
2. *Ralston, A., Wilf, H.*: Mathematical methods for digital computers, John Wiley and Sons, New-York, 1960.

◆

2. Contribuții privind calculul organelor de automobile și tractoare

CZ; 534.1; 621.43

Influența utilizării mecanismului pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II asupra nivelului vibrațiilor produse de motorul cu patru cilindri în linie

Ing. Ilie **RĂU**; ing. Dieter **KRAUS** – ICPAT – Brașov

Analiza dinamică a mecanismului bielă-manivelă conduce la asimilarea acestuia cu mecanismul cu mase concentrate în ochiul mic al bielei (masa în mișcare de translație alternativă) și respectiv în ochiul mare al bielei sau în fusul manetonului (masa în mișcare de rotație) (fig. 1). Masele concentrate sînt supuse acțiunii unor forțe de inerție corespunzătoare accelerațiilor pe care le au punctele de reducere în timpul mișcării. Accelerațiile punctelor de reducere se determină în ipoteza simplificatoare a vitezei unghiulare, deci a turației constante a arborelui cotit, situaţie în care acceleraţiile celor două puncte de reducere sînt :

$a_r = r\cdot\omega^2$ – pentru mişcarea de rotaţie

$$a_a = r\cdot\omega^2\left[\cos\alpha + \left(\lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128}\right)\cos 2\alpha - \left(\frac{\lambda^3}{4} + \frac{3\lambda^5}{16}\right)\cdot \cos 4\alpha + \frac{9\lambda}{128}\cos 6\alpha + \ldots\right]$$ – pentru mişcarea de translaţie alternativă.

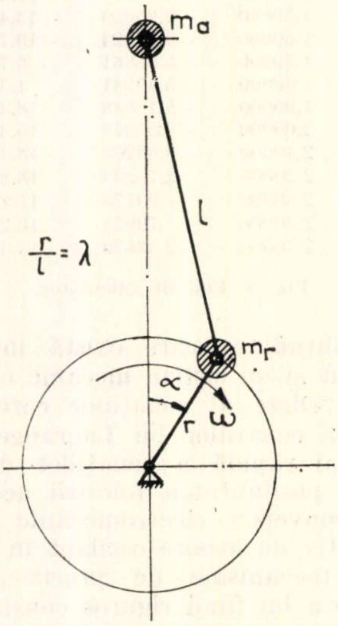


Fig. 1. – Concentrarea maselor la monocilindru.

Forţele de inerţie corespunzătoare sînt pentru fiecare cilindru al unui motor policilindric :

$$F_r = m_r\cdot a_r$$
$$P = m_a\cdot a_a$$

În expresiile acestor forţe m_r şi m_a se referă la masele în mişcare ale unui cilindru.

Expresiile dezvoltate ale forţelor de inerţie sînt :

$$F_r = m_r\cdot r\cdot\omega^2$$

$$P = m_a\cdot r\cdot\omega^2\left[\cos\alpha + \left(\lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128}\right)\cos 2\alpha - \left(\frac{\lambda^3}{4} + \frac{3\lambda^5}{16}\right)\cos 4\alpha + \frac{9\lambda^5}{128}\cos 6\alpha + \ldots\right]$$

Sub această formă, în expresia forţei de inerţie a maselor în mişcare de translaţie s-au pus în evidenţă armonicele de diferite ordine ale acestei forţe : $P_{\mathrm{I}} + I_{\mathrm{II}} + P_{\mathrm{IV}} + P_{\mathrm{VI}} + \ldots \ldots + \ldots$, unde :

$$P_{\mathrm{I}} = m_a\cdot r\cdot\omega^2\cos\alpha$$

$$P_{\mathrm{II}} = m_a\cdot r\cdot\omega^2\left(\lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\lambda^5}{128}\right)\cos 2\alpha$$

$$P_{\mathrm{IV}} = m_a\cdot r\cdot\omega^2\left(\frac{\lambda_3}{4} + \frac{3\lambda^5}{16}\right)\cos 4\alpha$$

$$P_{\mathrm{VI}} = m_a\cdot r\cdot\omega^2\left(\frac{9\lambda^5}{127}\right)\cos 6\alpha.$$

În cazul motoarelor policilindrice, în funcţie de dispunerea coturilor arborilor cotiţi forţa de inerţie a maselor rotitoare poate da o rezultantă nulă pe ansamblul arborelui cotit. La acelaşi rezultat se poate ajunge şi pentru unele armonici ale forţei de inerţie a maselor în mişcare de translaţie. Se spune în aceste cazuri că forţele respective sînt echilibrate natural. La motorul cu patru cilindri în linie cu dispunerea coturilor într-un singur plan (decalate la 180°, ca în figura 2 a) se echilibrează natural forţele de inerţie ale maselor în mişcare de rotaţie precum şi armonica de ordinul I a

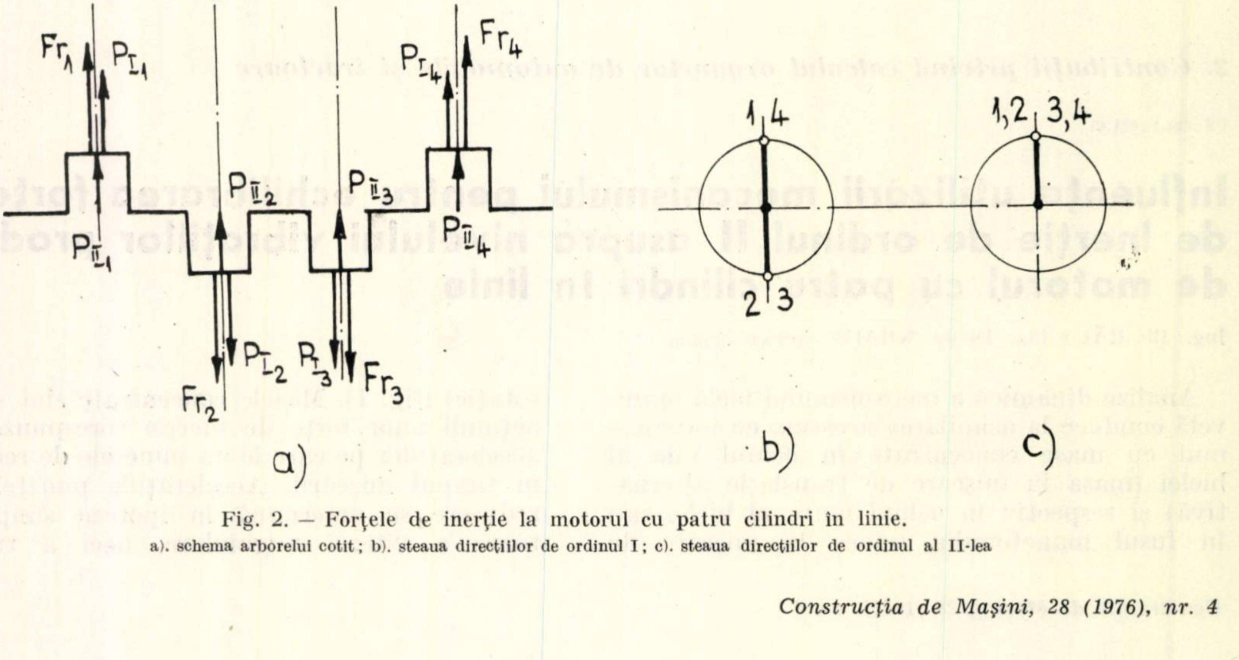


Fig. 2. – Forţele de inerţie la motorul cu patru cilindri în linie.

a). schema arborelui cotit ; b). steaua direcţiilor de ordinul I ; c). steaua direcţiilor de ordinul al II-lea forței de inerție a maselor în mișcare de translație.

Din figura 2 reiese modul în care se realizează echilibrarea naturală a forțelor de inerție a maselor în mișcare de rotație (Fr) și a forțelor de inerție de ordinul I a maselor în mișcare de translație (P_I). La acest motor nu se echilibrează natural armonica a doua a forței de inerție a maselor în mișcare de translație alternativă. Pe ansamblul motorului această forță dă o rezultantă

$$P_{II_{rez}} = 4m_a \cdot r \cdot \omega^2 \left(\lambda + \frac{\lambda^3}{4} + \frac{15\,\lambda^5}{128} \right) \cos 2\alpha$$

Nici armonicele superioare (de exemplu IV, VI) ale forței de inerție a maselor în mișcare de translație nu se echilibrează natural la motorul cu patru cilindri în linie. Aceste forțe de inerție neechilibrate au rolul unor forțe perturbatoare periodice care determină o mișcare vibratorie a motorului, stare de mișcare ce poate aduce prejudicii funcționării motorului și (sau) vehiculului pe care acesta este montat. Deficiențele în funcționarea motoarelor sau a vehiculelor sînt determinate pe de o parte de însăși existența vibrațiilor, iar pe de alta de valoarea maximă a forței perturbatoare. Din acest din urmă punct de vedere trebuie remarcat că dacă armonica de ordinul II a forțelor de inerție este relativ mare armonicele de ordin superior (IV, VI etc) au valori foarte mici comparativ cu armonica întîi. Tocmai de aceea la analiza dinamică și a stării vibratorii a motoarelor cu ardere internă destinate echipării automobilelor și tractoarelor se iau în considerare numai forțele de inerție de ordinul I și II. Atenuarea efectului nedorit al vibrațiilor se realizează fie prin acționare direct asupra sursei care le generează, adică asupra forțelor de inerție prin echilibrarea acestora, fie prin izolarea lor cu ajutorul unor elemente elastice (tampoane de cauciuc) care se interpun între motor și șasiul autovehiculului.

La tractoare unde prin construcție motorul este prins rigid de transmisie, constituind un bloc autoportant, nu se poate aplica pentru atenuarea efectului forțelor de inerție decît metoda echilibrării acestora. Efectul utilizării acestei metode a fost analizat pentru cazul motorului D 121, care echipează tractorul U 550, motor cu patru cilindri în linie, deci cu forțele de inerție ale maselor de rotație și cu forțele de inerție de ordinul I ale maselor în mișcare de translație echilibrate natural. Cunoscînd masele concentrate ale mecanismului bielă-manivelă al motorului D 121, determinate după metodele cunoscute ale mecanicii, se determină mărimea forțelor de inerție neechilibrate, respectiv P_{II}, P_{IV}; P_{VI}. La determinarea acestor forțe este necesar să fie cunoscute următoarele mărimi caracteristice:

$$m_a = 0{,}19078 \frac{\text{kgfs}^2}{M}$$

$$r = 0{,}055\ M;\quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3{,}14 \cdot 2400}{30} =$$

$$= 251{,}32\ \text{s}^{-1}$$

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{0{,}055}{0{,}182} = 0{,}302198780 \quad \text{se determină.}$$

Cu acestea, conform relațiilor stabilite mai sus se găsește:

$$P_{II} = 0{,}19078 \cdot 0{,}055 \cdot 251{,}32^2 \cdot$$

$$\cdot 0{,}30939259 \cdot \cos 2\alpha = 206 \cos 2\alpha$$

$$P_{IV} = 0{,}19078 \cdot 0{,}055 \cdot 251{,}32^2 \cdot$$

$$\cdot 0{,}00737200 \cos 4\alpha = 4{,}92 \cos 4\alpha$$

$$P_{VI} = 0{,}19078 \cdot 0{,}055 \cdot 251{,}32^2 \cdot$$

$$\cdot 0{,}00017721 \cdot \cos 6\alpha = 0{,}118 \cos 6\alpha$$

Rezultatele pe ansamblul arborelui cotit sînt respectiv:

$$P_{II_{rez}} = 4P_{II} = 4 \times 206 \cos 2\alpha = 824 \cos 2\alpha$$

$$P_{IV_{rez}} = 4P_{IV} = 4 \times 4{,}92 \cos 4\alpha = 19{,}68 \cos 4\alpha$$

$$P_{VI_{rez}} = 4P_{VI} = 4 \times 0{,}118 \cos 6\alpha = 0{,}478 \cos 6\alpha$$

Este evident faptul că forța de ordinul II este considerabil mai mare decît cele de ordinul IV și VI luate aici în considerare și deci este justificat faptul că numai pentru atenuarea acesteia trebuie să fie luate măsuri. Din construcție, la motorul D 121 s-a realizat mecanismul pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II, constînd din două contragreutăți montate pe doi arbori cu sens de rotație invers unul altuia și cu turație dublă a arborelui cotit. Arborii sînt montați astfel încît contragreutățile să genereze forțe de inerție centrifuge numai pe direcție verticală, componentele orizontale anulîndu-se reciproc pentru orice valoare a unghiului de rotație (pentru orice poziție unghiulară a arborilor) (fig. 3).

O altă condiție constructivă a mecanismului este ca rezultanta forței de inerție a contragreutăților arborilor acestuia să acționeze pe direcția rezultantei forței de inerție de ordinul II a maselor în mișcare de translație ale motorului. Din verificarea efectuată a rezultat că mecanismul îndeplinește condiția de echilibrare pentru atenuarea forțelor de inerție de ordinul II :

$$P_{\text{II}} = Fog, \text{ respectiv pe direcția verticală :}$$

$$4P_{\text{II}} = 2m_{c_g} \cdot t_{c_g} (2\omega)^2 \cos 2\alpha$$

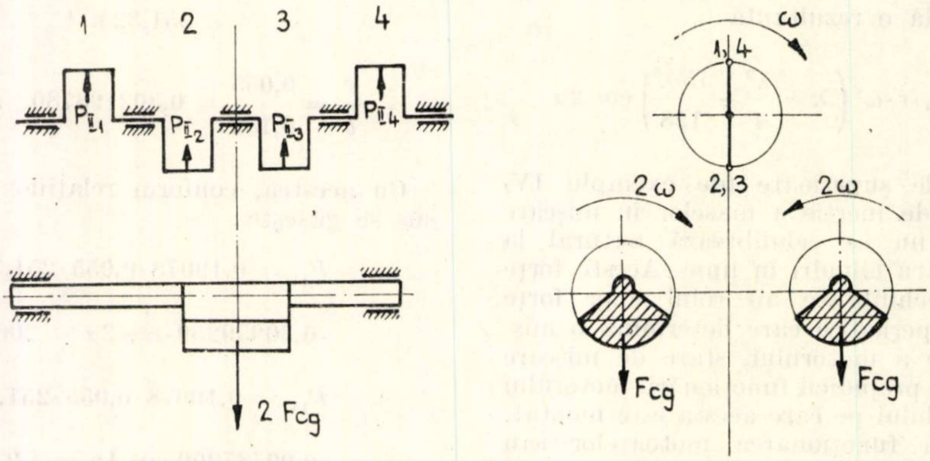


Fig. 3. — Echilibrarea forțelor de ordinul al II-lea, la motorul cu patru cilindri în linie.

unde : m_{c_g} și r_{c_g} sînt masa și raza centrului de greutate a contragreutăților mecanismului pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II. Pentru verificarea efectului mecanismului de echilibrare asupra stării de vibrație a motorului, respectiv a întregului tractor, s-au efectuat măsurători de vibrații în punctele caracteristice, cum ar fi scaunul conducătorului, volanul, podeaua, bordul, farurile etc. Măsurătorile au fost efectuate cu aparatură specializată Brüel și Kjaer. Datele măsurate s-au obținut sub forma unor diagrame care reprezintă mărimea accelerațiilor mișcării la diferite frecvențe, $a = f$(frecvență), trasată de înregistratorul Brüel și Kjaer tip 2305. Analiza de frecvență se realizează prin trecerea semnalului prin analizatorul terț — octavă tip 2112. Măsurătorile au fost efectuate la un număr destul de mare de puncte ale tractorului, pentru turații ale motorului între 600 și 2400 rot/min, mers în gol, tractorul în stare de staționare.

Rezultatele obținute au fost transpuse pe diagrama $a = f(n)$ sau $a = f(f)$. Pe aceste diagrame întocmite pentru fiecare punct sînt înscrise valorile accelerațiilor în mișcare vibratorie la diferite turații pentru cazul cu mecanism și pentru cazul fără mecanism pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II. S-au trasat curbele respective atît pentru accelerațiile globale cît și numai pentru banda de frecvență corespunzătoare armonicelor de ordinul II.

În figurile 4 și 5 se dau ca exemple atenuările accelerațiilor obținute la două din punctele de măsurare și anume, scaunul tractoristului și aripa stîngă. Din diagrame rezultă pe de o parte efectul de reducere a accelerațiilor corespunzătoare forțelor de ordinul II și pe de alta ponderea substanțială pe care o are această armonică în nivelul global de vibrații. Efectul de îmbunătățire a confortabilității este vizibil de exemplu pentru cazul scaunului tractoristului, prin trasarea pe diagrama corespunzătoare a limitelor admisibile pentru organismul uman conform recomandărilor ISO [6]. Efectul de atenuare a vibrațiilor corespunzătoare forței de inerție de ordinul II se poate constata și din înregistrările primare efectuate cu aparatura de încercare Brüel și Kjaer. În figura 6 s-a transpus înregistrarea nivelului de vibrații pentru un același punct (tot de pe scaunul tractoristului), pentru cazul cu și fără mecanism de echilibrare, motorul funcționînd la 100 rot/min. Utilizarea mecanismului pentru echilibrarea forțelor de inerție de ordinul II aduce

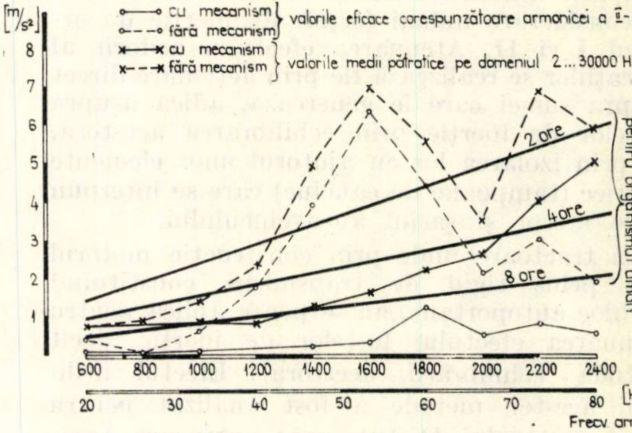


Fig. 4. — Accelerațiile scaunului tractoristului.

complicații constructive motorului, legate de creșterea numărului de piese și de realizarea unor lagăre de dimensiuni relativ mici și care să reziste la turații de funcționare mari (dublul turației motorului). În prezent astfel de mecanisme există la unele construcții de tractoare (vezi de exemplu tractorul FORD 5000), fără a deveni o soluție generalizată. Față de acestea, folosirea unui mecanism de echilibrare a forțelor de ordinul II la un motor cu patru cilindri pentru tractor trebuie să fie rezultatul unui calcul de economicitate bazat pe costul acestuia, comparativ cu prejudiciile pe care le-ar aduce funcționarea tractorului într-un regim vibratoriu necorespunzător.

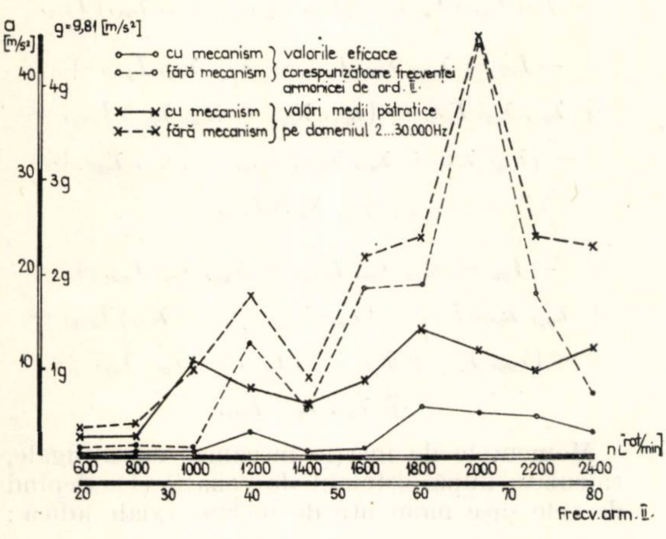


Fig. 5. — Accelerațiile la capota stînga

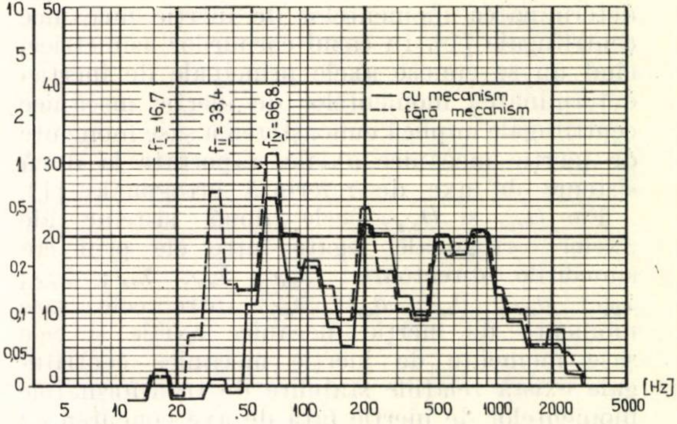


Fig. 6. — Analiza de frecvență pentru vibrațiile scaunului tractoristului la turația motorului n = 1000 rot/min.

BIBLIOGRAFIE

1. *Mardarescu R.* ș.a.: Motoare pentru automobile și tractoare. Ed. didactică și pedagogică, București, 1968.
2. *Biezeno/Grammel*: Technische Dynamik, 2 Band Springer Verlag, Berlin-Heidelberg — New York, 1971.
3. *Bensinger W. D.*, *Meier A.*: Kolben, Pleuel und Kurberlwelle bei Schnellaufenden Varbrennungsmotoren Springer Verlag, Berlin — Göttingen-Heidelberg, 1961.
4. *Lang O. R.*: Treibwerke Schnellaufender Verbrennungsmotoren, Springer Verlag Berlin-Heidelberg, New York, 1966.
5. *Küttner K. H.*: Kolbenmaschinen, B. G. Teubner, Stuttgart, 1967.
6. *Trampe Broch Jens*: Messungen von Mechanischen Schwingungen und Stössen, Brüel & Kjaer, sept. 1970.

* * *

CZ ; 621.43 ; 530.145

Contribuții la determinarea experimentală a momentelor de inerție mecanice la corpurile asimetrice (cu aplicații la motoarele de autovehicule)

Ing. Mihai CIOBANU - ICPAT - Brașov

Lucrarea își propune să prezinte o metodă unitară de determinare experimentală a momentelor de inerție mecanice, metodă utilizată de autor la măsurătorile efectuate în cadrul ICPAT — Brașov. Partea originală a lucrării o constituie stabilirea relațiilor de determinare a momentelor de inerție centrifugale, problemă insuficient abordată în literatura de specialitate [1, 2, 3, 4], precum și prezentarea instalației specifice măsurătorilor pentru motoarele cu combustie internă și a relațiilor de calcul ale momentelor mecanice axiale, raportate la caracteristicile instalației.

1. Stabilirea relațiilor de calcul pentru momentele de inerție mecanice centrifugale

Determinarea momentelor de inerție mecanice centrifugale se face indirect, cunoscînd momentele de inerție mecanice axiale, raportate la un alt sistem de axe de referință. În cazul corpurilor simetrice, cînd se cunosc una sau două din axele principale de inerție, determinarea momentelor de inerție mecanice centrifugale în raport cu un alt sistem dorit se face măsurînd momentele de inerție mecanice principale și introducînd valorile aflate într-un sistem de trei ecuaţii cu trei necunoscute, fiind tocmai mărimile căutate. Sistemul de trei ecuaţii constituie transformata momentelor de inerţie din sistemul axelor principale de inerţie în sistemul dorit, în care se urmăreşte determinarea momentelor de inerţie mecanice centrifugale [1]. În cazul corpurilor asimetrice, cînd nu se cunosc axele principale de inerţie, determinarea momentelor de inerţie mecanice centrifugale implică cunoaşterea a şase momente de inerţie mecanice axiale, raportate la două sisteme de axe de referinţă ortogonale [1].

Fie O_{xyz} şi $O_{x'y'z'}$ cele două sisteme ale axelor ortogonale legate între ele prin cosinusurile directoare : $\lambda_{xx'}$; $\lambda_{xy'}$, $\lambda_{xz'}$; $\lambda_{yx'}$; $\lambda_{yy'}$; $\partial_{yz'}$; $\partial_{zx'}$; $\partial_{zy'}$; $\lambda_{zz'}$. Între cele şase momente de inerţie mecanice axiale şi cele şase momente de inerţie mecanice centrifugale există relaţiile stabilite de transformatele momentelor de inerţie faţă de axe concurente :

$$I_{xx} = \lambda^2_{xx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{xy'} I_{yy'} + \lambda^2_{xz'} I_{z'z'} -$$
$$- 2\lambda_{xx'} \lambda_{xy'} I_{x'y'} - 2\lambda_{xx'} \lambda_{xx'} I_{xz'} - 2\lambda_{xy'} \lambda_{xz'} I_{y'z'}$$
$$I_{yy} = \lambda^2_{yx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{yy'} I_{y'y'} + \lambda^2_{yz'} I_{z'z'} -$$
$$- 2\lambda_{yx'} \lambda_{yy'} I_{y'x'} - 2\lambda_{yx'} \lambda_{yz'} I_{x'z'} - 2\lambda_{yy'} \lambda_{yz'} I_{y'z'}$$
$$I_{zz} = \lambda^2_{zx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{zy} I_{y'y'} + \lambda_{zz'} I_{z'z'} -$$
$$- 2\lambda_{zx'} \lambda_{zy'} I_{x'y'} - 2\lambda_{zx} \lambda_{zz'} I_{x'z'} - 2\lambda_{zy'} \lambda_{zz'} I_{y'z'}$$

$$-I_{xy} = \lambda_{xx'} \lambda_{yx'} I_{x'x'} + \lambda_{xy'} \lambda_{yy'} I_{y'y'} + \lambda_{xz'} \lambda_{yz'} I_{z'z'} -$$
$$- (\lambda_{xx'} \lambda_{yy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{yx'}) I_{x'y'} - (\lambda_{xy'} \lambda_{yz'} +$$
$$+ \lambda_{xz'} \lambda_{yy'}) I_{y'z'} - (\lambda_{xz'} \lambda_{yx'} + \lambda_{xx'} \lambda_{yz'}) I_{x'z'}$$

$$-I_{xz} = \lambda_{xx'} \lambda_{zx'} I_{x'x'} + \lambda_{xy'} \lambda_{zy'} I_{y'y'} +$$
$$+ \lambda_{xz'} \lambda_{zz'} I_{z'z'} - (\lambda_{xx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{zx'}) I_{x'y'} -$$
$$- (\lambda_{xy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zy'}) I_{y'z'} - (\lambda_{xx'} \lambda_{zz'} +$$
$$+ \lambda_{xz'} \lambda_{zx'}) I_{x'z'}$$

$$-I_{yz} = \lambda_{yx'} \lambda_{zx'} I_{x'x'} + \lambda_{yy'} \lambda_{zy'} I_{yy'} +$$
$$+ \lambda_{yz'} \lambda_{z'z'} I_{z'z'} - (\lambda_{yx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{yy'} \lambda_{zx'}) I_{x'y'} -$$
$$- (\lambda_{yy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zy'}) I_{y'z'} - (\lambda_{yz'} \lambda_{zx'} +$$
$$+ \lambda_{yx'} \lambda_{zz'}) I_{x'z'}$$

Momentele de inerţie mecanice centrifugale, calculate după sistemul de ecuaţii (1), depind de cele şase momente de inerţie axiale adică :

$$I_{x'y'} = \frac{\Delta 1}{\Delta}; \; I_{x'z'} = \frac{\Delta 2}{\Delta}; \; I_{y'z'} = \frac{\Delta 3}{\Delta}$$
$$I_{xy} = \frac{\Delta 4}{\Delta}; \; I_{xz} = \frac{\Delta 5}{\Delta}; \; I_{yz} = \frac{\Delta 6}{\Delta} \tag{2}$$

unde :

$$\Delta = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'} \lambda_{xy'} & 2\lambda_{xx'} \lambda_{xz'} & 2\lambda_{xy'} \lambda_{xz'} & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{yx'} \lambda_{yy'} & 2\lambda_{yx'} \lambda_{yz'} & 2\lambda_{yy'} \lambda_{yz'} & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{zx'} \lambda_{xy'} & 2\lambda_{zx'} \lambda_{zz'} & 2\lambda_{zy'} \lambda_{zz'} & 0 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'} \lambda_{yy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{yx'}) & (\lambda_{xz'} \lambda_{yx'} + \lambda_{xx'} \lambda_{yz'}) & (\lambda_{xy'} \lambda_{yz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{yy'}) & -1 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{zx'}) & (\lambda_{xx'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zx'}) & (\lambda_{xy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zy'}) & 0 & -1 & 0 \\ (\lambda_{yx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{yy'} \lambda_{zx'}) & (\lambda_{yz'} \lambda_{zx'} + \lambda_{yx'} \lambda_{zz'}) & (\lambda_{yy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zy'}) & 0 & 0 & -1 \end{vmatrix} \tag{3}$$

este determinantul principal al sistemului de ecuaţii (1), iar Δ_1, Δ_2, Δ_3, ... Δ_6 sînt determinanţii necunoscutelor, de forma :

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} C_1 & 2\lambda_{xx'} \lambda_{xz'} & 2\lambda_{xy'} \lambda_{xz'} & 0 & 0 & 0 \\ C_2 & 2\lambda_{yx'} \lambda_{yz'} & 2\lambda_{yy'} \lambda_{yz'} & 0 & 0 & 0 \\ C_3 & 2\lambda_{zx'} \lambda_{zz'} & 2\lambda_{zy'} \lambda_{zz'} & 0 & 0 & 0 \\ C_4 & (\lambda_{xz'} \lambda_{yx'} + \lambda_{xx'} \lambda_{yz'}) & (\lambda_{xy'} \lambda_{yz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{yy'}) & -1 & 0 & 0 \\ C_5 & (\lambda_{xx'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zx'}) & (\lambda_{xy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zy'}) & 0 & -1 & 0 \\ C_6 & (\lambda_{yz'} \lambda_{zx'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zz'}) & (\lambda_{yy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zy'}) & 0 & 0 & -1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'} \lambda_{xy'} & C_1 & 2\lambda_{xy'} \lambda_{xz'} & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{yx'} \lambda_{yy'} & C_2 & 2\lambda_{yy'} \lambda_{yz'} & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{zx'} \lambda_{xy'} & C_3 & 2\lambda_{zy'} \lambda_{zz'} & 0 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'} \lambda_{yy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{yx'}) & C_4 & (\lambda_{xy'} \lambda_{yz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{yy'}) & -1 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{xy'} \lambda_{zx'}) & C_5 & (\lambda_{xy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zy'}) & 0 & -1 & 0 \\ (\lambda_{yx'} \lambda_{zy'} + \lambda_{yy'} \lambda_{zx'}) & C_6 & (\lambda_{yy'} \lambda_{zz'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zy'}) & 0 & 0 & -1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta^3 = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{xx'}\lambda_{xz'} & C_1 & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{yx'}\lambda_{yy'} & 2\lambda_{yx'}\lambda_{yz'} & C_2 & 0 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{zx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{zx'}\lambda_{zz'} & C_3 & 0 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{yy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{yx'}) & (\lambda_{xz'}\lambda_{yx'} + \lambda_{xx'}\lambda_{yz'}) & C_4 & -1 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xx'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zx'}) & C_5 & 0 & -1 & 0 \\ (\lambda_{yx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{yy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{yz'}\lambda_{zx'} + \lambda_{yx'}\lambda_{zz'}) & C_6 & 0 & 0 & -1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_4 = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{xx'}\lambda_{xz'} & 2\lambda_{xy'}\lambda_{xz'} & C_1 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{yx'}\lambda_{yy'} & 2\lambda_{y'x'}\lambda_{yz'} & 2\lambda_{yy'}\lambda_{yz'} & C_2 & 0 & 0 \\ 2\lambda_{zx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{zx'}\lambda_{zz'} & 2\lambda_{zy'}\lambda_{zz'} & C_3 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{yy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{yx'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{yx'} + \lambda_{xx'}\lambda_{yz'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{yz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{yy'}) & C_4 & 0 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xx'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zy'}) & C_5 & -1 & 0 \\ (\lambda_{yx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{yy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{yz'}\lambda_{zx'} + \lambda_{yx'}\lambda_{zz'}) & (\lambda_{yy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{yz'}\lambda_{zy'}) & C_6 & 0 & -1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_5 = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{xx'}\lambda_{xz'} & 2\lambda_{xy'}\lambda_{xz'} & 0 & C_1 & 0 \\ 2\lambda_{yx'}\lambda_{yy'} & 2\lambda_{yx'}\lambda_{yz'} & 2\lambda_{yy'}\lambda_{yz'} & 0 & C_2 & 0 \\ 2\lambda_{zx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{zx'}\lambda_{zz'} & 2\lambda_{zy'}\lambda_{zz'} & 0 & C_3 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{yy'} + \lambda_{xy}\lambda_{yx'}) & (\lambda_{xz'}\lambda_{yx'} + \lambda_{xx'}\lambda_{yz'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{yz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{yy'}) & -1 & C_4 & 0 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xx'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zy'}) & 0 & C_5 & 0 \\ (\lambda_{yx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{yy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{yz'}\lambda_{zx'} + \lambda_{yx'}\lambda_{zz'}) & (\lambda_{yy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{yz'}\lambda_{zy'}) & 0 & C_6 & -1 \end{vmatrix}$$

$$\Delta_6 = \begin{vmatrix} 2\lambda_{xx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{xx'}\lambda_{xz'} & 2\lambda_{xy'}\lambda_{xz'} & 0 & 0 & C_1 \\ 2\lambda_{yx'}\lambda_{yy'} & 2\lambda_{yx'}\lambda_{yz'} & 2\lambda_{yy'}\lambda_{yz'} & 0 & 0 & C_2 \\ 2\lambda_{zx'}\lambda_{xy'} & 2\lambda_{zx'}\lambda_{zz'} & 2\lambda_{zy'}\lambda_{zz'} & 0 & 0 & C_3 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{yy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{yx'}) & (\lambda_{xz'}\lambda_{yx'} + \lambda_{xx'}\lambda_{yz'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{yz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{yy'}) & -1 & 0 & C_4 \\ (\lambda_{xx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{xy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xx'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{xy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{xz'}\lambda_{zy'}) & 0 & -1 & C_5 \\ (\lambda_{yx'}\lambda_{zy'} + \lambda_{yy'}\lambda_{zx'}) & (\lambda_{yz'}\lambda_{zx'} + \lambda_{yx'}\lambda_{zz'}) & (\lambda_{yy'}\lambda_{zz'} + \lambda_{yz'}\lambda_{zy'}) & 0 & 0 & C_6 \end{vmatrix}$$

Constantele $C_1, C_2, \dots C_6$ au valorile:

$$C_1 = \lambda^2_{xx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{xy'} I_{y'y'} + \lambda^2_{xz'} I_{z'z'} - I_{xx}$$
$$C_2 = \lambda^2_{yx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{yy'} I_{y'y'} + \lambda^2_{yz'} I_{z'z'} - I_{yy}$$
$$C_3 = \lambda^2_{zx'} I_{x'x'} + \lambda^2_{zy'} I_{y'y'} + \lambda^2_{zz'} I_{z'z'} - I_{zz}$$
$$C_4 = \lambda_{xx'} \lambda_{yx'} I_{x'x'} + \lambda_{xy'} \lambda_{yy'} I_{yy'} + \lambda_{xz'} \lambda_{yz'} I_{z'z'}$$
$$C_5 = \lambda_{xx'} \lambda_{zx'} I_{x'x'} + \lambda_{xy'} \lambda_{zy'} I_{y'y'} + \lambda_{xz'} \lambda_{zz'} I_{z'z'}$$
$$C_6 = \lambda_{yx'} \lambda_{zx'} I_{x'x'} + \lambda_{yy'} \lambda_{zy'} I_{y'y'} + \lambda_{yz'} \lambda_{zz'} I_{z'z'}$$

Metoda expusă (1) de determinare a momentelor de inerţie mecanice centrifugale prezintă dezavantajul nu atît al complexităţii relaţiilor (3), (4), (5) cît al erorilor mari, datorite cumulării prin relaţiile amintite a erorilor de măsurare ale celor şase momente de inerţie axiale. Metoda propusă de autor porneşte de la o proprietate a momentelor de inerţie mecanice centrifugale şi anume: momentul de inerţie mecanic centrifugal este egal cu semidiferenţa momentelor de inerţie mecanice faţă de planele bisectoare respective [4]. Pornind de la această proprietate se poate uşor demonstra că momentul de inerţie mecanic centrifugal este egal cu semidiferenţa a două momente de inerţie mecanice axiale, raportate la alt sistem de coordonate.

Fie O_{xyz} un sistem de axe triortogonal (fig. 1).

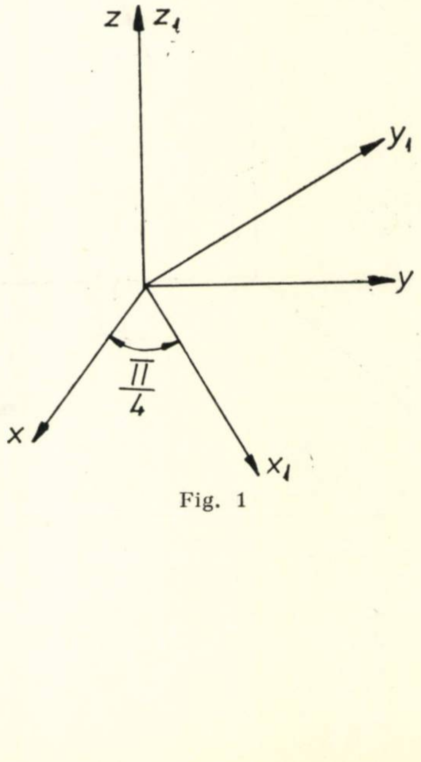


Fig. 1

Să rotim sistemul cu 45° în sensul acelor de ceasornic în jurul axei O_z. Vom obţine un nou sistem pe care îl vom nota cu O_{x1y1z1}

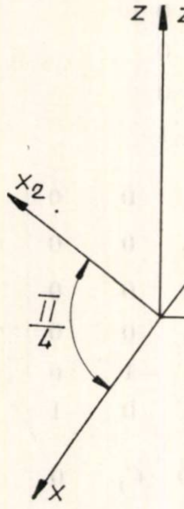


Fig. 2

Cele două sisteme sînt legate între ele prin cosinusurile directoare :

$$\lambda_{xx_1} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{xy_1} = -\frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{xz_1} = 0;$$

$$\lambda_{yx_1} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{yy_1} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

$$\lambda_{yz_1} = 0; \quad \lambda_{zx_1} = 0; \quad \lambda_{zy_1} = 0; \quad \lambda_{zz_1} = 1 \qquad (6)$$

Cea de-a patra ecuaţie din grupul de transformare (1) ne conduce la relaţia :

$$I_{xy} = \frac{I_{y_1y_1} - I_{x_1x_1}}{2} \qquad (7)$$

Procedînd în mod analog, rotind sistemul O_{xyz} în jurul Oy, respectiv Ox, obţinem sistemele $O_{x_2y_2z_2}$ şi $O_{x_3y_3z_3}$ (fig. 2 şi 3).

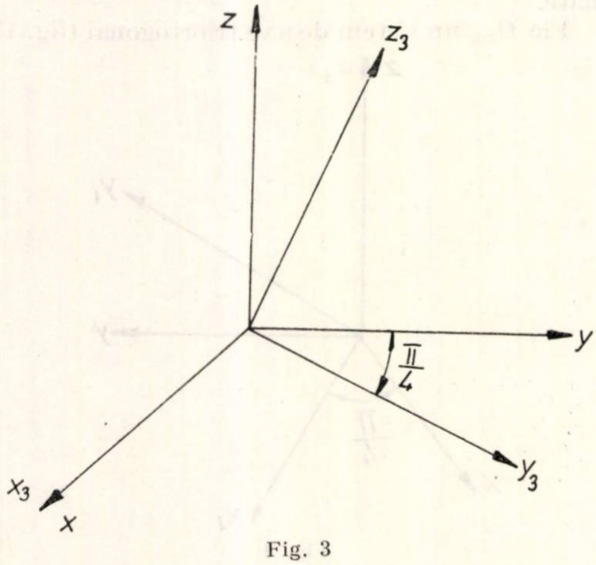


Fig. 3

Sistemele de coordonate O_{x_2,y_2,z_2} şi O_{x_3,y_3,z_3} sînt definite prin cosinusurile directoare, raportate la sistemul $O_{x,y,z}$

$$\lambda_{xx_2} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{xy_2} = 0; \quad \lambda_{xz_2} = -\frac{1}{\sqrt{2}};$$

$$\lambda_{yx_2} = 0; \quad \lambda_{yy} = 1$$

$$\lambda_{yz_2} = 0; \quad \lambda_{zx_2} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{zy} = 0; \quad \lambda_{zz_2} = \frac{1}{\sqrt{2}} \qquad (8)$$

respectiv :

$$\lambda_{xx_3} = 1; \quad \lambda_{xy_3} = 0; \quad \lambda_{xz_3} = 0; \quad \lambda_{yx_3} = 0 \quad \lambda_{yy_3} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

$$(9)$$

$$\lambda_{yz_3} = \frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{zx_3} = 0; \quad \lambda_{zz_3} = -\frac{1}{\sqrt{2}}; \quad \lambda_{zy_3} = \frac{1}{\sqrt{2}}$$

Ultimele două ecuaţii ale sistemului (1) ne conduc la relaţiile :

$$I_{xz} = \frac{I_{z_2z_2} - I_{x_2x_2}}{2} \qquad (10)$$

şi

$$I_{zy} = \frac{I_{y_3y_3} - I_{z_3z_3}}{2} \qquad (11)$$

Relaţiile (7), (10), (11) ne permit să determinăm acum momentele de inerţie mecanice centrifugale raportate la sistemul de coordonate O_{xyz}, măsurînd în prealabil şase momente de inerţie mecanice axiale :

$I_{y_1y_1}$; $I_{x_1x_1}$; $I_{z_2z_2}$; $I_{y_3y_3}$; $I_{z_3z_3}$ — raportate la trei sisteme de axe de coordonate :

$O_{x_1y_1z_1}$; $O_{x_2y_2z_2}$; $O_{x_3y_3z_3}$, care au aceeaşi origine O.

În acest caz precizia determinărilor este bună, ea depinzînd de precizia de măsurare a momentelor de inerţie mecanice axiale.

2. Determinarea experimentală a momentelor de inerţie mecanice axiale

Determinarea experimentală a momentului de inerţie mecanic în raport cu o axă se face prin suspendarea corpului pe baza principiului pendulului fizic[4]. Cunoscînd perioada de oscilaţie a corpului în jurul axei date se poate determina uşor din formula oscilaţiilor mici [4], momentul de inerţie mecanic axial în raport cu axa de rotaţie :

$$I_{xx} = Mgl \frac{\partial T^2}{4\pi^2} \qquad (12)$$

Dacă dorim determinarea momentului mecanic în raport cu o axă ce trece prin centrul de greutate al corpului (fig. 4), cu ajutorul teoremei lui Steiner (Huygens) (5) putem obține :

$$I_{cc} = Ml^2 \cdot \left[\frac{T^2}{4\pi^2} \cdot \frac{9}{l} - 1 \right] \qquad (13)$$

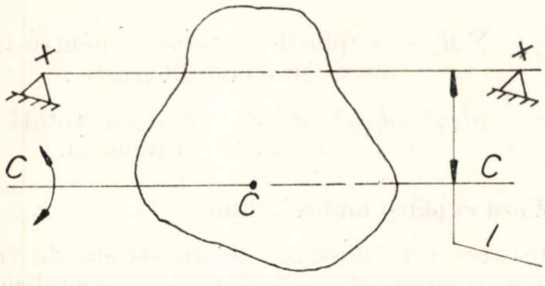


Fig. 4

Dacă măsurăm :
perioada T în secunde
lungimea pendulului fizic l în (m),
accelerația gravitațională g în (m/s^2),
masa măsurată în (kgfs^2/m),
obținem momentul de inerție mecanic axial în (kgfm.s^2).

În cazul în care suspendarea corpului nu se face cu fire ci cu ajutorul unui cadru (fig. 5) (2), relația de determinare a momentului în raport cu centrul de greutate devine :

$$I_{cc} = Mgl \left[\frac{T^2}{4\pi^2} - \frac{l}{9} \right] + \frac{T^2}{8\pi^2} \cdot Mg \cdot g \cdot l - I_{0xx} \qquad (14)$$

unde pe lîngă mărimile deja cunoscute se introduc :

M_0 — masa cadrului măsurată în kgfs^2/m

I_{0xx} — momentul de inerție mecanic al cadrului în raport cu axa $x-x$ (kgfms^2).

Precizia de determinare a acestor metode depinde de precizia de determinare a mărimii l și de precizia de măsurare a perioadei T, a cărei valoare se determină măsurînd un număr mai mare de oscilații complete (de obicei 20 sau 50) și făcînd media aritmetică. Metoda de măsurare folosită de autor (care va fi prezentată mai jos) urmărește mărirea preciziei de determinare a momentelor de inerție mecanice axiale prin determinarea în prealabil — prin măsurători și calcule a mărimii l. Instalația folosită de autor se compune dintr-un cadru suspendat pe două cuțite (fig. 6) care permite măsurarea momentelor de inerție la diferite corpuri asimetrice (motoare) sau simetrice fără ancorări suplimentare ale obiectului pe cadru. Făcînd două măsurători succesive la distanțe diferite de axa de rotație a cadrului l și $l + \Delta l$, putem determina (măsurînd perioadele de oscilație) mărimea l cu ajutorul relației :

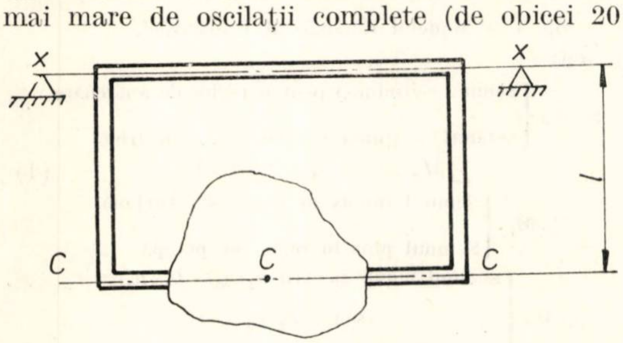


Fig. 5

$$I = \frac{\frac{T'^2}{8\pi^2} g \cdot \Delta l (M + M_0) - M \Delta l^2 + I_{0xx} - I'_{0xx}}{\frac{T^2 \cdot g}{8\pi^2}(2M + M_0) - \frac{T'^2}{8\pi^2} \cdot g(2M + M_0) + 2M\Delta l} \qquad (15)$$

Semnificația mărimilor din relația (15) este cunoscută. Indicele (1) se referă la mărimile corespunzătoare poziției 1 + Δ1

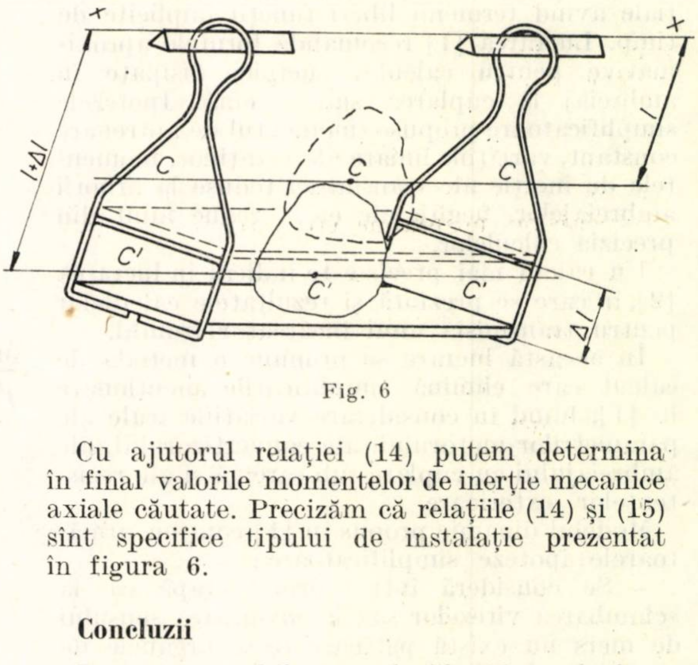


Fig. 6

Cu ajutorul relației (14) putem determina în final valorile momentelor de inerție mecanice axiale căutate. Precizăm că relațiile (14) și (15) sînt specifice tipului de instalație prezentat în figura 6.

Concluzii

Lucrarea stabilește relațiile de calcul a momentelor de inerție mecanice centrifugale funcție de numai două momente de inerție mecanice axiale, ceea ce permite o creștere a preciziei determinării și prezintă totodată instalația de măsurare a momentelor cu relațiile specifice de calcul.

BIBLIOGRAFIE

1. *Harriss, C. M.* și *Crede, E. C.* : Șocuri și vibrații. Ed. tehnică, București, 1968,
2. *Dragnea, O.* : Geometria maselor. Ed. didactică și pedagogică, București, 1972.
3. *Ianssens, P.* : Cours de mécanique rationelle. Ed. Dunod, Paris, 1967.
4. *Vâlcovici, V.*, *Balan, Șt.*, *Voinea, R* : Mecanica teoretică. Ed. tehnică, București, 1968.
5. *Dragnea, O.* : Momente de inerție. Ed. tehnică, București, 1956.

CZ ; 621-33 ; 621-34/38

Calculul cantității de căldură dezvoltate la cuplarea ambreiajelor transmisiei hidromecanice cu schimbare sub sarcină

Ing. Ioan **STANCIU** ; Radu **GROSU** – ICPAT – Brașov

La dimensionarea ambreiajelor transmisiilor hidromecanice cu schimbare sub sarcină calculul termic este hotărîtor pentru alegerea dimensiunilor optime ale acestora. Regimul termic al ambreiajului este determinat de cantitatea de căldură ce se dezvoltă la cuplare, de condițiile de răcire, de cuplul de materiale de frecare, de varianta constructivă și de locul de amplasare, de frecvența de cuplare etc. În cazul transmisiilor hidromecanice cu schimbare sub sarcină cantitatea de căldură care se dezvoltă la cuplarea ambreiajelor este mai greu de calculat, deoarece modelul dinamic echivalent este descris printr-un sistem de ecuații diferențiale avînd termenii liberi funcții implicite de timp. Lucrarea [1] recomandă formule aproximative pentru calculul energiei disipate în ambreiaj la cuplarea sub sarcină. Ipotezele simplificatoare propuse (momentul de antrenare constant, variațiile liniare ale turațiilor, momentele de inerție ale transmisiei reduse la arborii ambreiajelor, neglijabile etc.), reduc mult din precizia calculelor.

Un calcul mai precis este indicat în lucrarea [2], în care se prezintă și rezultatele calculelor pentru transmisia unui încărcător frontal.

În această lucrare se propune o metodă de calcul care elimină simplificările menționate în [1], luînd în considerare variațiile reale ale parametrilor motorului, ale convertizorului, ale ambreiajului cu cuplare sub sarcină și ale rezistențelor exterioare.

Modelul dinamic propus în [1] conține următoarele ipoteze simplificatoare :

— Se consideră într-o primă etapă că la schimbarea vitezelor sau la inversarea sensului de mers nu există patinare între organele de propulsie și sol.

— Se consideră că la începutul cuplării unui ambreiaj din cutia de viteze, ambreiajul treptei precedente nu transmite cuplu. Modelul matematic aferent modelului dinamic propus se reduce prin utilizarea ecuațiilor Lagrange (1) la un sistem de trei, respectiv două ecuații diferențiale de ordinul doi, ai căror membri drepți sînt funcții implicite de timp, care nu se recomandă să se reducă la exprimări analitice.

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial x_j}\right)-\frac{\partial E}{\partial x_j}=Q_j \qquad (1)$$

în care :

$x_j = \varphi_j$ este unghiul de rotație al arborelui j ;

$Q_j = \Sigma M_j$ — cuplurile exterioare pentru fiecare grad de libertate :

$E = \frac{1}{2}(J_1\dot{\varphi}^2+J_2\dot{\varphi}^2+J_3\dot{\varphi}^2)$ — energia totală a sistemului.
$j = 1 ; 2 ; 3.$

A. Faza cuplării ambreiajului

Mișcarea este descrisă de un sistem de trei ecuații diferențiale, coordonatele generalizate fiind φ_1 ; φ_2 ; φ_3. Ecuațiile mișcării sînt (2) :

$$\left.\begin{aligned} J_2\ddot{\varphi}_1 &= \Sigma M_1 \\ J_2\ddot{\varphi}_2 &= \Sigma M_2 \\ J_3\ddot{\varphi}_3 &= \Sigma M_3 \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

$$\Sigma M_1 = M_m + M_p \qquad (3)$$

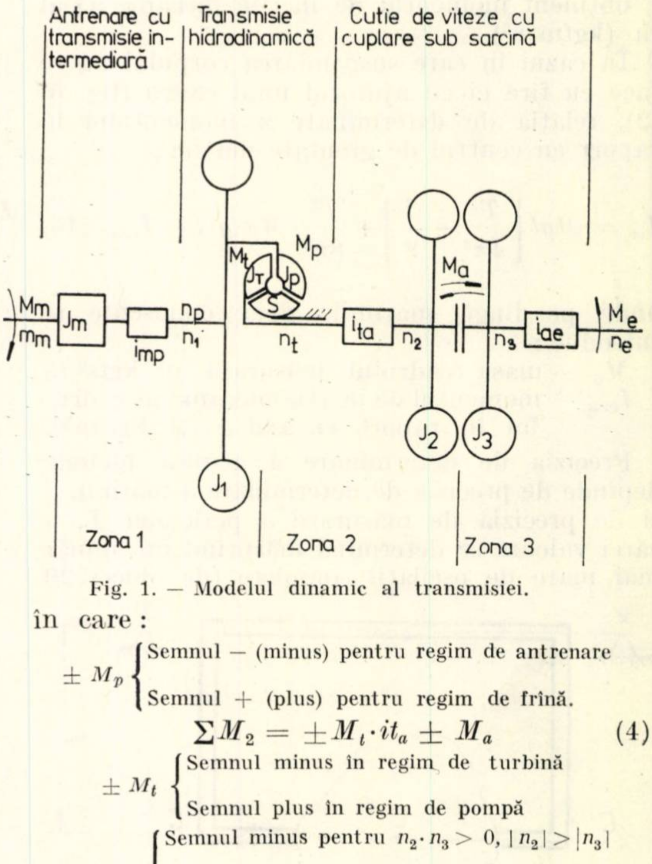


Fig. 1. — Modelul dinamic al transmisiei.

în care :

$$\pm M_p \begin{cases} \text{Semnul — (minus) pentru regim de antrenare} \\ \text{Semnul + (plus) pentru regim de frînă.} \end{cases}$$

$$\Sigma M_2 = \pm M_t \cdot it_a \pm M_a \qquad (4)$$

$$\pm M_t \begin{cases} \text{Semnul minus în regim de turbină} \\ \text{Semnul plus în regim de pompă} \end{cases}$$

$$\pm M_a \begin{cases} \text{Semnul minus pentru } n_2 \cdot n_3 > 0,\ |n_2| > |n_3| \\ \quad \text{sau} \quad n_2 \cdot n_3 \leqslant 0 \\ \text{Semnul plus pentru } n_2 \cdot n_3 > 0,\ |n_2| < |n_3| \end{cases}$$

$$\Sigma M_3 = \pm \frac{Me}{i_{se}} \pm M_a \qquad (5)$$

$$\pm M_e \begin{cases} \text{Semnul minus dacă este rezistent} \\ \text{Semnul plus dacă este activ} \end{cases}$$

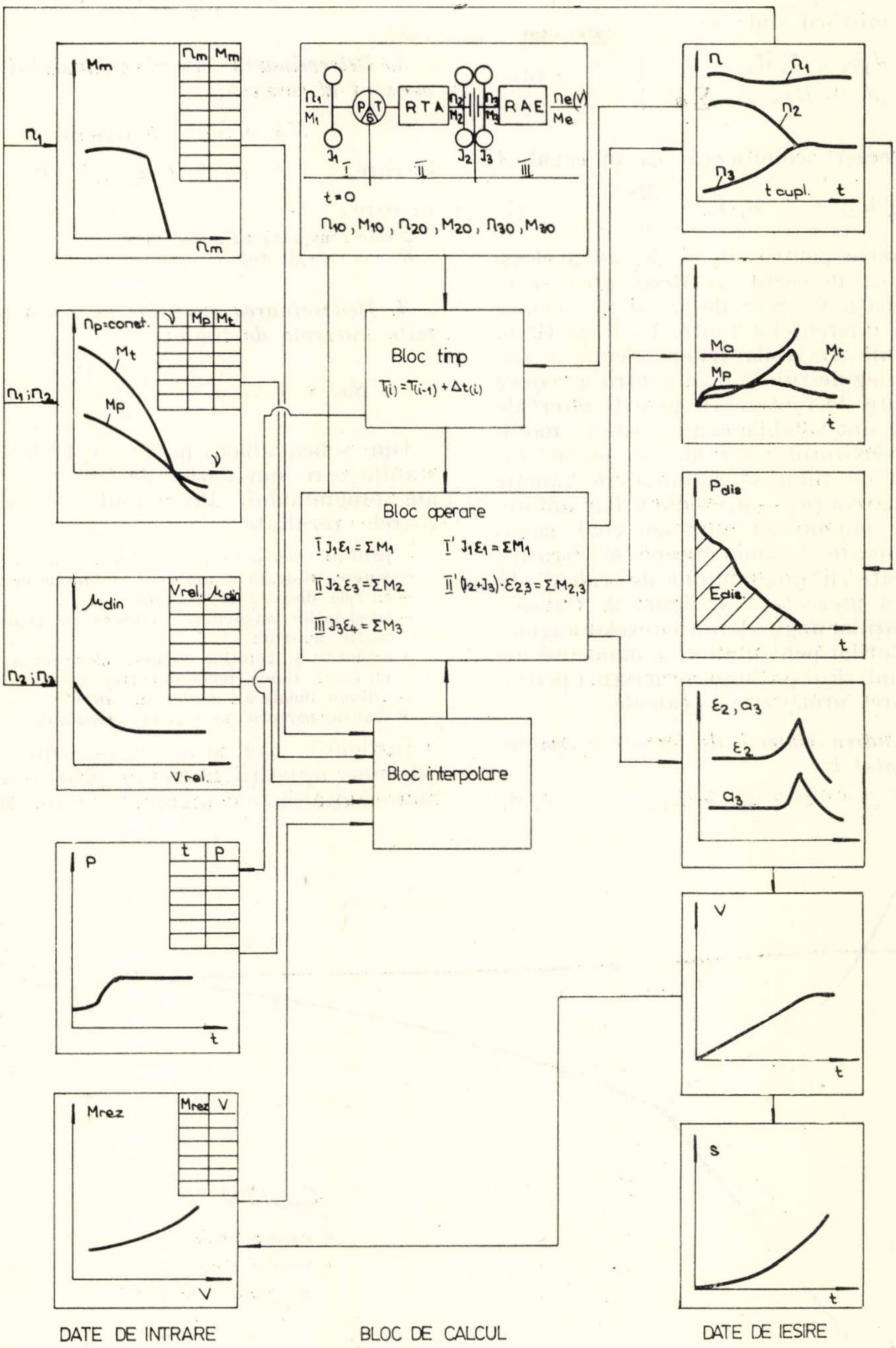

Mm
nm Mm
nm
n1
np=const.
ν Mp Mt
Mt
Mp
ν
n1;n2
μdin
Vrel. μdin
Vrel.
n2;n3
p
t p
t
Mrez
Mrez V
V
n1
M1
P T
G
RTA
n2
M2
n3
M3
RAE
ne(V)
Me
J1
J2 J3
I
II
III
t=0
n10, M10, n20, M20, n30, M30
Bloc timp
T(i) = T(i-1) + Δt(i)
Bloc operare
I J1ε1 = ΣM1
I' J1ε1 = ΣM1
II J2ε3 = ΣM2
II' (J2+J3)·ε2,3 = ΣM2,3
III J3ε4 = ΣM3
Bloc interpolare
n
n1
n2
n3
t cupl.
t
Ma
Mt
Mp
t
Pdis
Edis
t
ε2, a3
ε2
a3
v
t
s
t
DATE DE INTRARE
BLOC DE CALCUL
DATE DE IESIRE

Fig. 2. — Schema-bloc pentru calculul dinamic.

B. Faza după cuplarea ambreiajului

Mişcarea este deschisă de un sistem de două ecuaţii diferenţiale, coordonatele generale fiind φ_1 şi φ_{23}.

Ecuaţiile mişcării sînt (6):

$$\left.\begin{aligned} J_1\ddot{\varphi}_1 &= \Sigma M_1 \\ (J_2+J_3)\ddot{\varphi}_{23} &= \Sigma M_{23} \end{aligned}\right\} \qquad (6)$$

în care:

ΣM_1 are aceeași semnificaţie ca în cazul A

$$\Sigma M_{23} = \pm M_t \cdot i_{ta} \pm \frac{Me}{ie} \qquad (7)$$

în care semnele pentru M_t și M_e au aceleași semnificaţii ca în cazul A. Rezolvarea sistemului de ecuaţii diferenţiale (2) și (6) se face prin metoda diferenţelor finite. Pașii de timp, care constituie variabila independentă a sistemului, se aleg destul de mici pentru a reduce erorile cauzate de ipoteza că pentru intervale mici de timp sînt valabile caracteristicile motorului și convertizorului stabilite în regim staţionar. Pașii de timp se stabilesc în funcţie de turaţia relativă $(n_2 - n_3)$ a discurilor ambreiajului și se micșorează automat cînd coeficientul de frecare dinamic începe să crească. La baza alcătuirii programului de calcul stă schema logică prezentată în figura 2. Cunoașterea acceleraţiilor unghiulare a vitezelor unghiulare și a cuplurilor pentru diferite momente ale procesului cuplării și posterioare acestuia permit în continuare următoarele calcule:

1. Determinarea puterii de frecare în ambreiaj la momentul k

$$P_{(k)} = Ma_{(k)} \left|\dot{\varphi}_{2(k)} - \dot{\varphi}_{3(k)}\right. \qquad (8)$$

2. Determinarea cantităţii de căldură dezvoltate la cuplare:

$$Q = \frac{1}{427}\sum_{k=1}^{k\,lim} P_{(k)} \cdot \Delta t_{(k)} \qquad (9)$$

3. Determinarea vitezei vehiculului în orice moment al procesului

$$V_{(k)} = V_{(k-1)} + \Delta t_{(k)} \cdot a_{(k)} \qquad (10)$$

în care: $a_{(k)} = C \cdot \ddot{\varphi}_{3(k)} \cdot i_{a_e} \cdot R$ (11)

în care:

C este constantă adimensională
R — raza de rulare

4. Determinarea spaţiilor parcurse între anumite intervale de timp:

$$S_{(k)} = S_{(k-1)} + \frac{V_{(k-1)} + V_{(k)}}{2} \cdot \Delta t_{(k)} \qquad (12)$$

Din schema-bloc pentru calculul dinamic rezultă care sînt datele de intrare și de ieșire ale programului. Programul livrează următoarele rezultate:

- pașii de timp și timpii totali ai regimului tranzitoriu;
- puterea disipată în ambreiaj în funcţie de timp;
- energia disipată la o cuplare;
- acceleraţiile unghiulare și liniare ale transmisiei, respectiv mașinii;
- cuplurile și turaţiile tuturor elementelor transmisiei în toate fazele regimului tranzitoriu;
- vitezele liniare ale mașinii în funcţie de timp;
- spaţiile parcurse în regimul tranzitoriu.

În figurile 3, 4, și 5 sînt prezentate rezultatele unei aplicaţii numerice pentru transmisia hidromecanică cu schimbare sub sarcină a

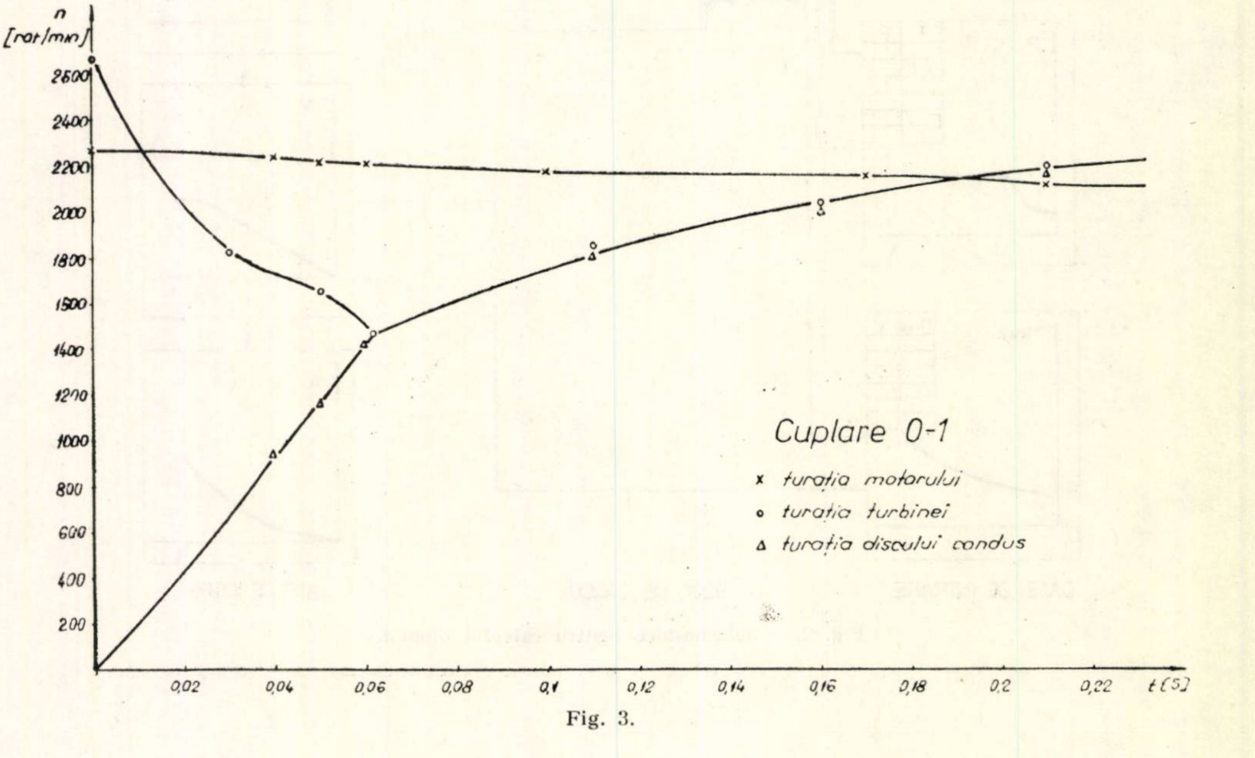


Fig. 3.

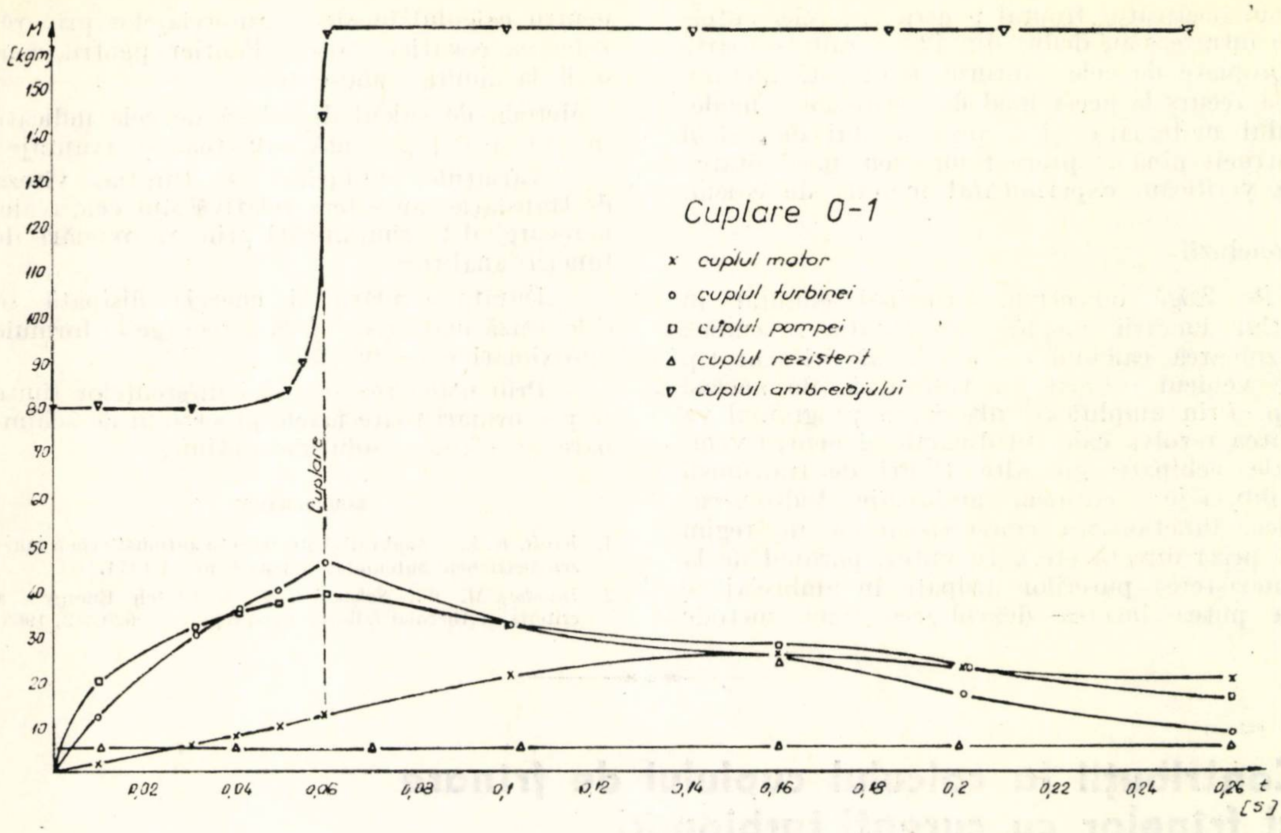

M [kgm]
150
140
130
120
110
100
90
80
70
60
50
40
30
20
10
Cuplare 0-1
x cuplul motor
o cuplul turbinei
□ cuplul pompei
△ cuplul rezistent
▽ cuplul ambreiajului
Cuplare
0,02
0,04
0,06
0,08
0,1
0,12
0,14
0,16
0,18
0,2
0,22
0,24
0,26
[s]

Fig. 4.

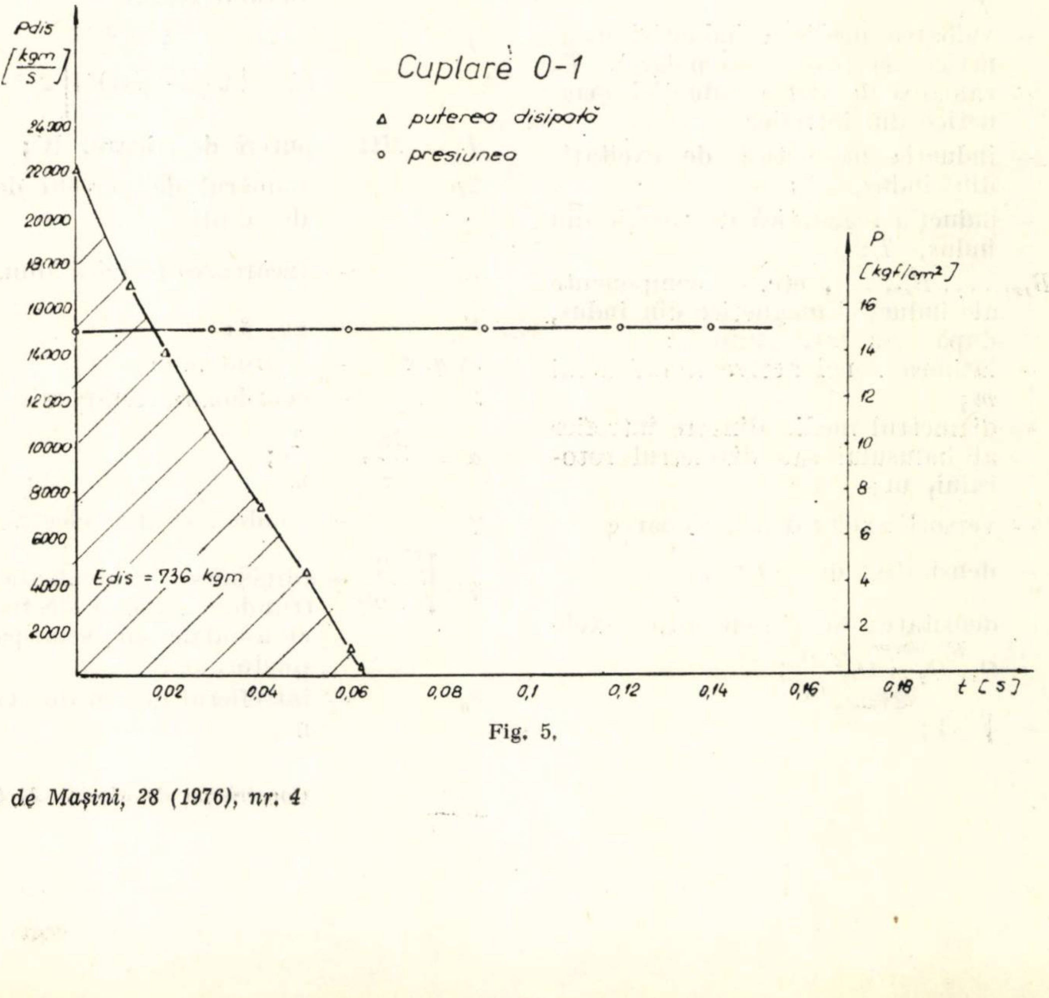

Pdis [kgm/s]
24000
22000
20000
18000
16000
14000
12000
10000
8000
6000
4000
2000
Cuplare 0-1
△ puterea disipată
o presiunea
Edis = 736 kgm
P [kgf/cm²]
16
14
12
10
8
6
4
2
0,02
0,04
0,06
0,08
0,1
0,12
0,14
0,16
0,18
t [s]

Fig. 5.

unui încărcător frontal pentru care elementele de intrare s-au dedus din [2], rezultate foarte apropiate de cele cuprinse în această lucrare. S-a recurs la acest mod de verificare a modelului matematic şi a programului de calcul întrucît pînă în prezent nu avem posibilitatea să verificăm experimental metoda de calcul.

Concluzii

Pe lîngă obiectivul principal enunţat în titlul lucrării metoda prezentată revendică rezolvarea calculului dinamic al oricărui tip de vehicul echipat cu transmisie de acelaşi tip. Prin amplificări ulterioare programul va putea rezolva calculul dinamic şi pentru vehicule echipate cu alte tipuri de transmisii (ambreiaje mecanice, ambreiaje hidromecanice, funcţionarea convertizoarelor de regim de priză directă etc.). În viitor, pornind de la cunoaşterea puterilor disipate în ambreiaj se va putea încerca dezvoltarea unei metode pentru calculul încălzirii ambreiajelor prin rezolvarea ecuaţiei Poisson-Fourier pentru condiţii la limită cunoscute.

Metoda de calcul deosebită de cele indicate în [1] şi [2] prezintă următoarele avantaje:

— Variaţiile cuplurilor cu turaţia, viteza de translaţie sau viteza relativă sînt cele reale, nerecurgînd la simplificări prin aproximări de funcţii analitice.

— Durata cuplării şi energia disipată se calculează mai precis, fără a recurge la formule aproximative ca în [1].

— Prin utilizarea metodei diferenţelor finite se pot urmări toate fazele procesului de schimbare şi elabora soluţiile optime.

BIBLIOGRAFIE

1. *Kraft, K. F.* — Zugkraftchaltungen in automatischen fahrzeuggetrieben, automobil industrie nr. 1/1974.

2. *Dundorf M. W., Schneider, R. C.* Clutch Energy — a criteria of thermal failure, Sae-prepint nr. 620.582, 1968.

◆

CZ: 621-88

Contribuţii la calculul cuplului de frînare al frînelor cu curenţi turbionari

Ig. Ioan NECHITA - ICPAT - Braşov

Lista de simboluri

B — inducţia magnetică rezultantă, T;

B_δ — inducţia magnetică din întrefier, T;

B_m — valoarea medie a inducţiei magnetice (la frîne homopolare), T;

B_M — valoarea de vîrf a inducţiei magnetice din întrefier, T;

B_f — inducţia magnetică de excitaţie din indus, T;

B_r — inducţia magnetică de reacţie din indus, T;

$B_x, \ldots, B_{fx}, \ldots, B_{rx}, \ldots$, etc. — componente ale inducţiei magnetice din indus, după axa Ox, ş.a.m.d.;

$2\,b$ — lăţimea zonei active a indusului m;

D — diametrul mediu dinspre întrefier al indusului sau diametrul rotorului, m;

$\vec{e}_x, \vec{e}_y, \vec{e}_z$ — versorii axelor de coordonate;

J — densitatea de curent, $\frac{A}{2}$;

J_x, J_y, J_z — densitatea de curent după axele O_x, O_y şi O_z, $\frac{A}{\text{m}^2}$;

j — $\sqrt{-1}$;

k — $\frac{\alpha \cdot \varphi}{\sqrt{2}}$;

k_c — coeficient de echivalare a întrefierului (Carter);

$$L_{ks} = \frac{(1+s)^2 K}{[1+\sqrt{2}\cdot sk+(sk)^2]\left[2+\frac{K^2}{2}\right]};$$

$P = M\Omega$ — putere de frînare, W;

$2p$ — numărul de perechi de poli sau de dinţi;

p_s — încărcarea termică admisă, $\frac{W}{\text{m}^2}$;

$S = \alpha\mu_n\,\delta$;

x, y, z — coordonatele, m;

t — coordonata temporală, s;

$\alpha = \frac{2\pi}{\tau}$, $\frac{1}{m}$;

γ — conductivitatea electrică, Ω;

$\varphi = \sqrt{\frac{2}{\omega\mu\gamma}}$ — adîncimea echivalentă de pătrundere a undei electromagnetice sinusoidale în semispaţiul conductor, m;

δ_0 — întrefierul minim din axa polului, m;

$\delta = kc\delta_0$ — întrefierul de calcul, m;

μ_0 — permeabilitatea magnetică a vidului, $\frac{H}{m}$;

$\mu(\mu_r)$ — permeabilitatea magnetică absolută (relativă) a indusului, $\frac{H}{m}$;

$\omega = \Omega p$ — pulsația cîmpului magnetic inductor, $\frac{1}{s}$;

$\Omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ — viteza unghiulară a rotorului, $\frac{1}{s}$;

$\tau = \frac{\pi D}{2p}$ — pasul polar (respectiv dentar) al rotorului, m;

Frîna cu curenți turbionari, prin intermediul energiei electromagnetice, transformă energia mecanică a unui motor de antrenare în energie termică, fără a interveni alte frecări decît cele din lagăre. Despre frînele cu curenți turbionari nu s-au publicat lucrări numeroase, lucru care s-ar putea datora în parte sferei restrînse de utilizare, iar pe de altă parte complicațiilor de ordin teoretic cu privire la determinarea curenților turbionari induși și a fenomenelor anexe. Ca urmare, lucrările cunoscute nu sînt suficient de complete, cu toate indicațiile și relațiile de calcul necesare dimensionării frînelor cu curenți turbionari. Alteori se indică metode destul de complicate și susceptibile de erori. Astfel, în lucrarea [2] se indică o metodă grafo-analitică, iar relațiile conțin o serie de coeficienți a căror alegere este dificilă dacă proiectantul nu are suficientă rutină în acest domeniu. La noi în țară contribuții deosebite în teorie și în calculul frînelor de curenți turbionari au fost aduse prin lucrările publicate de acad. prof. dr. doc. ing. Remus Răduleț și de către prof. dr. ing. Alfons Ifrim de la Institutul politehnic din București. Astfel, în lucrarea [1] se prezintă o metodă destul de exactă pentru calculul cuplului frînelor cu disc feromagnetic, iar relația obținută poate fi utilizată cu succes la calculul de verificare sau determinare a caracteristicii de frînare. Deoarece în proiectarea unei frîne cu curenți turbionari cuplul de frînare și turația sînt date inițial și se cere determinarea dimensiunilor, este util ca pentru calculul preliminar cuplul de frînare să fie exprimat sub o formă cît mai simplă și cu un număr minim de parametri. Această lucrare este o încercare de a răspunde unui astfel de deziderat. În cele ce urmează, pentru a nu complica textul cu un număr prea mare de figuri și relații, se va face referire îndeosebi la frîne homopolare de tipul celei indicate în figura 1.

Astfel de frîne sînt indicate mai ales pentru standurile de încercat și rodat motoare, deoarece prezintă următoarele avantaje:

- necesită o singură bobină;
- sînt robuste;
- pot fi realizate cu o tehnologie mai puțin pretențioasă și au un număr redus de repere;
- fluxul magnetic de scăpări este foarte mic.

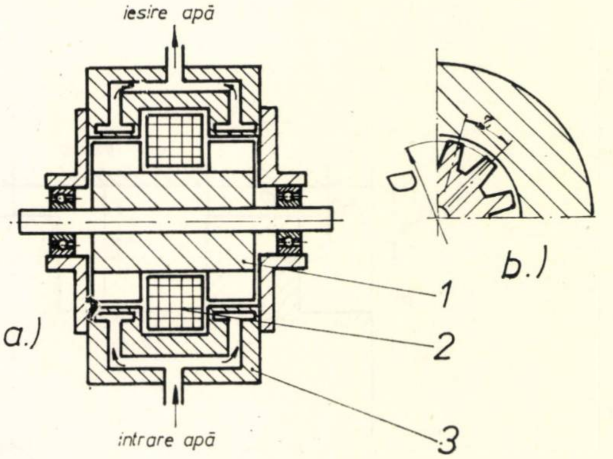


Fig. 1. Frînă cu curenți turbionari de tip homopolar.
a. in secțiune longitudinală; 1. motor 2. bobină de excitație; 3. stator (indus); b. in secțiune transversală.

Ipoteze de calcul

a) Se consideră că suprafața dintre întrefier a indusului este plană, deoarece adîncimea de pătrundere a cîmpului electromagnetic în indus este cu mult mai mică decît raza sa de curbură

$$(\varphi \ll D)$$

b) Se adoptă un sistem de axe rectangular drept $Oxyz$, solidar cu indusul, cu axa O_x orientată în sensul opus mișcării rotorului și axa O_z spre interiorul indusului (fig. 2).

c) Repartiția inducției magnetice din întrefier se consideră sub forma unei unde armonice progresive care se deplasează la suprafața indusului, cu viteza $\vec{v} = -\vec{e_x}|v|$ față de sistemul de coordonate adoptat.

Expresia analitică a inducției din întrefier va fi deci de forma:

$$B_\delta = B_M \cos(\omega t + \alpha x) + B_m \tag{1}$$

în cazul frînelor homopolare sau:

$$B_\delta = B_M \cos(\omega t + \alpha x) \tag{2}$$

în cazul frînelor heteropolare.

Modul de considerare al pasului polar în cele două cazuri este arătat în figura 3.

În calcule se va lua în considerare numai componenta alternativă a inducției magnetice, singura capabilă să inducă curenți turbionari, care va avea următoarea reprezentare în complex nesimplificat.

$$\vec{B}_\delta \leftarrow - \rightarrow \vec{B}_\delta = \vec{B}_M\, e^{j(\omega t + \alpha x)} \qquad (3)$$

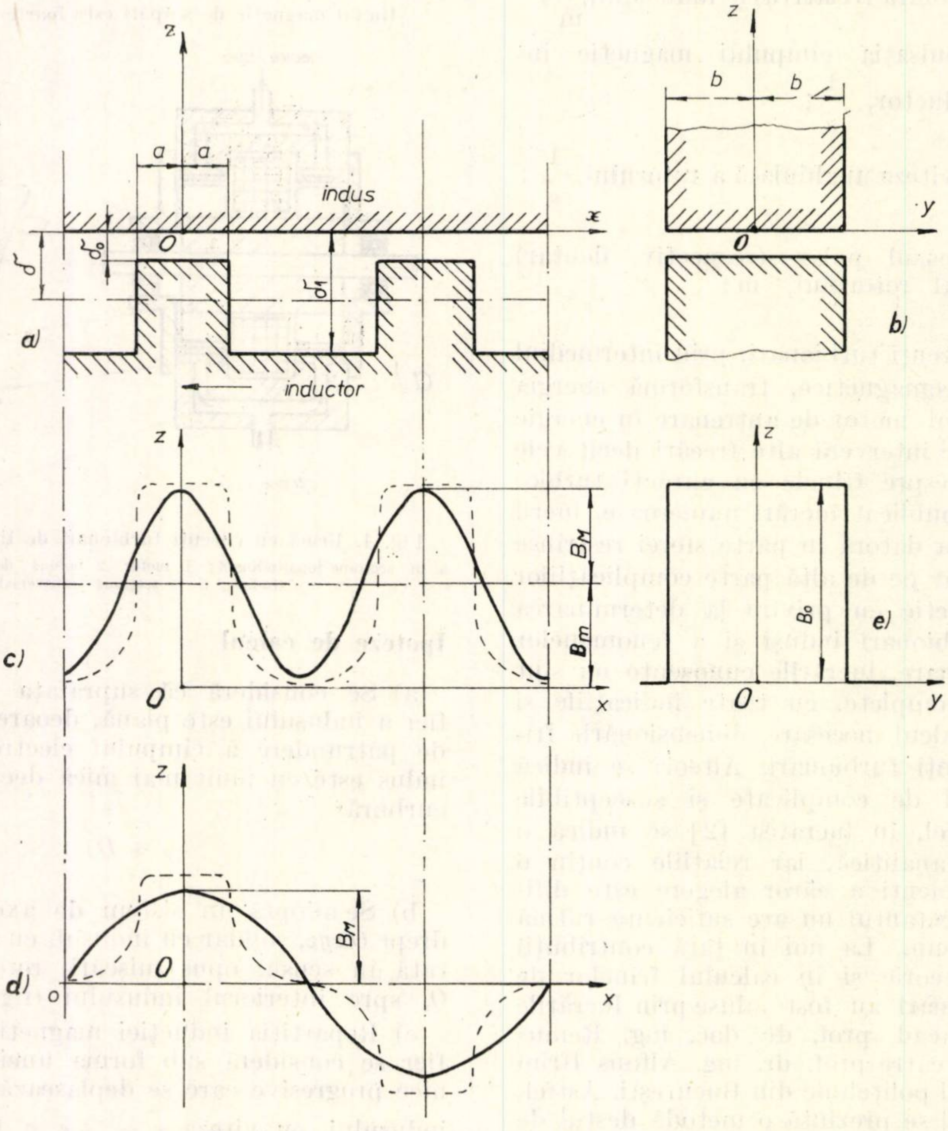


Fig. 2. Repartiția inducției magnetice de excitație în întrefier.
a, b. geometria întrefierului; c. repartiția inducției magnetice în întrefier la frîne homopolare; d. repartiția inducției magnetice în întrefier la frîne heteropolare; ——— inducția magnetică de calcul; – – – – inducția magnetică reală.

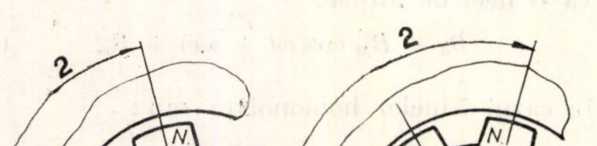


Fig. 3. Modul de considerare a pasului polar.
a. frîne homopolare; b. frîne heteropolare.

d) Calculele se vor face recurgînd la reprezentarea complexă a mărimilor, în care scop se liniarizează circuitul magnetic, prin adoptarea unei permeabilități magnetice constante.

e) Pentru a ține seama că în afara polilor cîmpul magnetic de reacție nu este nul în direcția axei O_x, în această zonă se operează cu un întrefier de calcul:

$$\delta = k_c \cdot \delta_0 \qquad (4)$$

unde k_c este un coeficient de echivalare, de natura coeficientului Carter.

f) Se poate demonstra că pierderile prin histerezis magnetic pot fi neglijate [4].

g) În zona activă a indusului inducția magnetică se consideră ca fiind suma a doi termeni.

$$\vec{B} = \vec{B}_f + \vec{B}_r \qquad (5)$$

care satisfac relațiile :

$$\begin{cases} \text{rot. } \vec{B}_f = 0 \\ \text{div. } \vec{B}_f = 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} \text{rot. } \vec{B}_r \neq 0 \\ \text{div. } \vec{B}_r = 0 \end{cases} \quad (7)$$

h) Se consideră inducția magnetică de excitație din indus ca fiind constantă după axa O_y (fig. 2).

Totodată, ca urmare a faptului că pe măsură ce z crește liniile de cîmp vor tinde să se uniformizeze (fig. 4), urmînd drumul de minimă reluctanță, se consideră că în indus inducția magnetică de excitație are componente numai după axele O_x și O_z.

$$\vec{B}_f = \vec{e}_x B_{fx} + \vec{e}_z B_{fz} \quad (8)$$

Din legea inducției electromagnetice.

$$\text{rot } \dot{\vec{J}} = j\omega\mu\gamma(\dot{\vec{B}}_f + \dot{\vec{B}}_r) \quad (12)$$

ținînd seamă că rot $B_f = 0$, în care caz legea circuitului magnetic capătă forma :

$$\mathit{rot}\ \dot{\vec{B}}_r = \mu \dot{\vec{J}} \quad (13)$$

rezultă următoarea ecuație diferențială (de tip Poisson).

$$\Delta\dot{\vec{B}}_r = j\omega\mu\gamma(\dot{\vec{B}}_f + \dot{\vec{B}}_r) \quad (14)$$

sau :

$$\Delta\dot{\vec{B}}_r - j\frac{2}{\varphi^2}\dot{\vec{B}}_r = j\frac{2}{\varphi^2}\dot{\vec{B}}_f \quad (14)$$

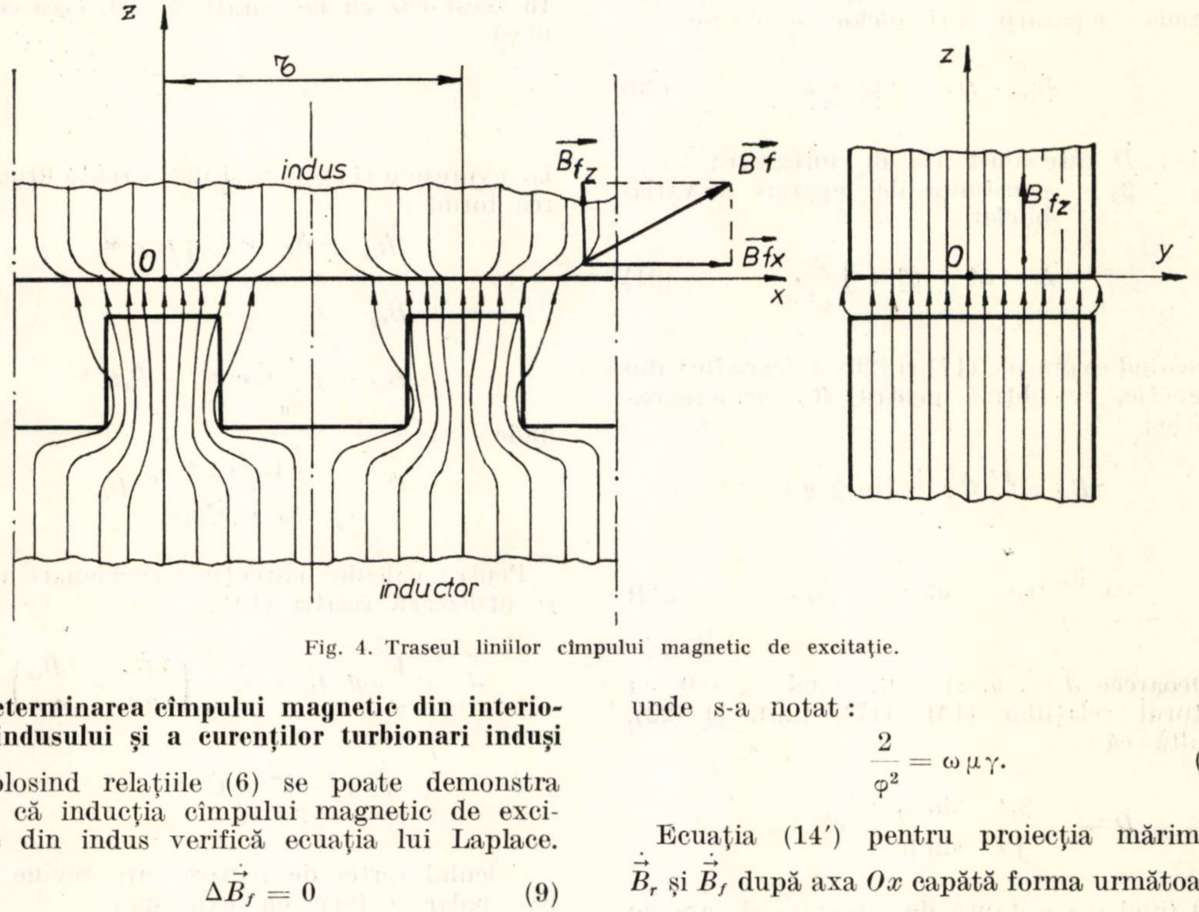


Fig. 4. Traseul liniilor cîmpului magnetic de excitație.

Determinarea cîmpului magnetic din interiorul indusului și a curenților turbionari induși

Folosind relațiile (6) se poate demonstra ușor că inducția cîmpului magnetic de excitație din indus verifică ecuația lui Laplace.

$$\Delta\vec{B}_f = 0 \quad (9)$$

Dacă se ține seamă că pentru $z \to \infty$ inducția magnetică trebuie să rămînă finită, iar $(\dot{B}_{fz})_{z=0} = \dot{B}\delta$ pentru $z = 0$ din ecuația (9) împreună cu legea de conservare a fluxului magnetic, se pot obține următoarele expresii :

$$\dot{B}_{fx} = -j\dot{B}_\delta e^{-\alpha z} = \dot{B}_M e^{-\alpha z} e^{j\left(\omega t + \alpha x - \frac{\pi}{2}\right)} \quad (10)$$

$$\dot{B}_{fz} = \dot{B}_\delta e^{-\alpha z} = \dot{B}_M e^{-\alpha z} e^{j(\omega t + \alpha x)}. \quad (11)$$

unde s-a notat :

$$\frac{2}{\varphi^2} = \omega\mu\gamma. \quad (15)$$

Ecuația (14′) pentru proiecția mărimilor $\dot{\vec{B}}_r$ și $\dot{\vec{B}}_f$ după axa Ox capătă forma următoare :

$$\frac{\partial^2 \dot{B}_{rx}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{B}_{rx}}{\partial z^2} - \left(\alpha^2 + j\frac{2}{\varphi^2}\right)\dot{B}_{rx} = j\frac{2}{\varphi^2}\dot{B}_{fx}. \quad (16)$$

Rezolvarea acestei ecuații se face prin metoda separării variabilelor și trebuie să se țină seama că pentru $z \to \infty$, $\dot{B}_{rx}$ trebuie să aibă valoarea finită, iar din motive de simetrie este îndeplinită egalitatea $\dot{B}_{rx(y)} = \dot{B}_{rx(-y)}$.

Soluţia ecuaţiei (16) va avea următoarea expresie:

$$\dot{B}_{rx} = \dot{C}\, e^{-\dot{\nu}_1 z} \cos \beta_1 y + j\, \dot{B}_\delta\, e^{-\alpha z} \qquad (17)$$

unde:

C este constanta de integrare;

β_1 — constanta de separare a variabilelor.

$$\nu_1^2 = \alpha^2 + \beta_1^2 + j\,\frac{2}{\varphi^2}\cdot \qquad (18)$$

În mod analog se observă uşor că $\dot{B}_{ry}$ verifică următoarea ecuaţie:

$$\frac{\partial^2 \dot{B}_{ry}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{B}_{ry}}{\partial z^2} - \left(\alpha^2 + j\,\frac{2}{\varphi^2}\right) \dot{B}_{ry} = 0 \cdot \qquad (19)$$

Dacă se are în vedere că pentru $y = z = 0$, $B_{ry} = 0$, iar cînd $z \to \infty$, $\dot{B}_{ry} =$ finit, aplicînd metoda separării variabilelor se obţine:

$$\dot{B}_{ry} = \dot{D}\, e^{-\dot{\nu}_2 z} \sin \beta_2 y \qquad (20)$$

unde: $\dot{D}$ este constanta de integrare;
β_2 — constanta de separare a variabilelor

$$\nu_2^2 = \alpha^2 + \beta_2^2 + j\,\frac{2}{\varphi^2}\cdot \qquad (21)$$

Înlocuind expresiile (17) şi (20) în legea fluxului magnetic, se obţine pentru $\dot{B}_{rz}$ următoarea relaţie:

$$B_{rz} = \frac{j\alpha}{\dot{\nu}_1}\, \dot{C}\, e^{-\dot{\nu}_1 z} \cos \beta_1 y +$$

$$+ \frac{\beta_2}{\dot{\nu}_2}\, \dot{D}\, e^{-\dot{\nu}_2 z} \cos \beta_2 y - \dot{B}_\delta\, e^{-\alpha z}. \qquad (22)$$

Deoarece $\dot{J}_z(x, y, z) = 0$, cînd $z = 0$ cu ajutorul relaţiilor (13), (17), (20), şi (22), rezultă că:

$$\dot{D} = -\frac{\beta_1 \dot{C}}{j\alpha}\, \frac{\sin \beta_2 y}{\sin \beta_1 y} \cdot e^{-(\dot{\nu}_1 - \dot{\nu}_2) z}.$$

D fiind o constantă de integrare şi care nu trebuie să depindă de coordonatele z şi y, se impune cu necesitate $\beta_1 = \beta_2 = \beta$, ceea ce implică $\dot{\nu}_1 = \dot{\nu}_2 = \dot{\nu}_0$.

În acest caz, între constantele de integrare există următoarea relaţie de legătură:

$$\dot{D} = j\,\frac{\beta}{\alpha}\, \dot{C}. \qquad (23)$$

Constantele de integrare $\dot{C}$, $\dot{D}$ şi β se obţin înlocuind relaţiile (17), (22), (23) în expresia:

$$B_{rx}\big|_{z=0} = \mu_n\, \delta\, \frac{\partial \dot{B}_{rx}}{\partial_x}\bigg|_{z=0} \qquad (24)$$

dedusă în lucrarea [1], unde δ reprezintă întrefierul echivalent de valoare constantă:

$$\delta = k_c\, \delta_0 \qquad (25)$$

După efectuarea calculelor se obţine:

$$\dot{C}\left(1 + \frac{\alpha^2 + \beta^2}{\dot{\nu}}\, \mu_r\, \delta\right) \cos \beta y = -j\,(1 + \alpha\mu_r\, \delta)\, \dot{B}\delta.$$

Această egalitate trebuie să fie îndeplinită pentru orice x, y, z, stiut fiind faptul că în conformitate cu (17) $\dot{C}$ nu depinde de y, z. În acest caz cu necesitate $\beta = 0$, ceea ce implică:

$$\dot{\nu}_0 = \alpha^2 + j\,\frac{2}{\varphi^2} \qquad (26)$$

iar expresiile (17), (20) şi (22) capătă următoarea formă:

$$\dot{B}_{rx} = \dot{C}\, e^{-\dot{\nu}_0 z} + j\, B_\delta e^{-\alpha z} \qquad (27)$$

$$\dot{B}_{ry} = 0 \qquad (28)$$

$$\dot{B}_{rz} = j\,\frac{\alpha}{\dot{\nu}_0}\, \dot{C}\, e^{-\dot{\nu}_0 z} - \dot{B}_\delta e^{-\alpha z} \qquad (29)$$

unde:

$$\dot{C} = \frac{-j(1 + \alpha\mu_r\delta)\, \dot{\nu}_0}{\dot{\nu}_0 + \alpha^2 \mu_r \delta}\, \dot{B}_\delta \cdot \qquad (30)$$

Pentru calculul curenţilor turbionari induşi se utilizează relaţia (13):

$$\vec{J} = \frac{1}{\mu}\, rot\, \vec{\dot{B}}_r = \vec{e}_y\, \frac{1}{\mu}\left(\frac{\partial \dot{B}_{rz}}{\partial z} - \frac{\partial \dot{B}_{rz}}{\partial x}\right)$$

$$\vec{\dot{J}} = j\, \frac{2}{\mu\varphi^2 \dot{\nu}_0}\, \dot{C}\, e^{-\dot{\nu}_0 z} \cdot \vec{e}_y \cdot \qquad (31)$$

Calculul forţei de frînare care revine unui pas polar se face cu expresia:

$$F_\tau = re\left\{\int_v \frac{\vec{\dot{J}}_x\, \vec{\dot{B}}^*}{2}\, dv\right\} = re\left\{\int_v \frac{J_y\, \dot{B}_2^*}{2}\, dv\right\} (\vec{ey} \times \vec{ez})$$

$$F_\tau = \vec{e}_x \cdot re\left\{\int_{\frac{\tau}{2}}^{\frac{\tau}{2}} {}_{-b}\!\int^{b}\!\!\int_0^{\infty} \frac{J_y\, \dot{B}_z^*}{2}\, dx\, dy\, dz\right\} \qquad (32)$$

unde:

$$J_y = -\frac{2(1 + \alpha\,\mu_r\delta)}{\mu\cdot\Delta^2(\dot{\nu}_0 + \alpha^2\mu_r\delta)}\,\dot{B}_\delta\, e^{-\dot{\nu}_0 z} \qquad (33)$$

$$\dot{B}_z = \dot{B}_{fz} + \dot{B}_{rz} = \frac{\alpha(1 + \alpha\,\mu_r\,\delta)}{\dot{\nu}_0 + \alpha^2\,\mu_r\,\delta}\,\dot{B}_\delta\, e^{-\dot{\nu}_0 z}. \qquad (34)$$

Dacă se fac următoarele notaţii:

$$\dot{J}_0 = \sqrt{\alpha^2 + j\frac{2}{\varphi^2}} = l + jm \qquad (35)$$

$$l = \frac{1}{\varphi}\sqrt{\sqrt{1 + k^4} + k^2}; \quad m = \frac{1}{\varphi}\sqrt{\sqrt{1 - k^4} - k^2} \qquad (36)$$

$$k = \frac{\alpha\cdot\varphi}{\sqrt{2}} \qquad (37)$$

şi se înlocuiesc relaţiile (33) şi (34) în (32), se obţine:

$$\vec{F}_\tau = -\vec{e}_x\cdot\frac{\alpha(1 + \alpha\mu_r\delta)^2\cdot\tau\cdot 2b}{\mu\varphi^2|\,\dot{\nu}_0 + \alpha^2\,\mu_r\delta\,|^2\cdot 2l}\,B_M^2 \qquad (32')$$

Dacă se notează:

$$\dot{r} = re^{jarg\,\dot{r}} = \dot{\nu}_0 + \alpha^2\,\mu r\delta \qquad (38)$$

unde:

$$r = \sqrt{I^2 + m^2 + \alpha^4\mu_r{}^2\delta^2 + 2m\alpha^2\,\mu_r\delta} \qquad (39)$$

$$arg\cdot\dot{r} = \mathrm{arctg}\cdot\frac{m}{I + \alpha^2\mu_r\delta} \qquad (40)$$

şi se observă că începînd de la turaţii mici ($n > 100$ rot/min) adîncimea de pătrundere scade sub 1 mm, în timp ce $\tau > 20$ mm printr-un rotor cu un număr de numai două perechi de poli, atunci

$$k = \frac{\alpha\varphi}{\sqrt{2}} = \frac{\pi}{\sqrt{2}}\cdot\frac{\varphi}{\tau} < \frac{\pi}{\sqrt{2}}\cdot\frac{10^{-3}}{10^{-2}} \approx 0{,}22$$

Prin urmare, pentru $q \geqslant$ ‘, k^2 faţă de unitate este neglijabil. Totodată se poate verifica uşor că $\alpha^2\mu_r\delta > 10^3$. Ţinînd seama de aceste observaţii relaţiile (39) şi (40) pot fi aduse la următoarea formă:

$$r = \frac{\sqrt{2}}{\varphi}\sqrt{1 + \sqrt{2}\,s\cdot k + (sk)^2} \qquad (39')$$

$$arg\dot{r} < arctg\,\frac{1}{1 + 10^3} \approx 0 \qquad (40')$$

unde:

$$s = \alpha\mu_r\delta \qquad (41)$$

Se poate verifica uşor că pentru $n > {}>100\,\frac{\text{rot}}{\text{min}}$ erorile care se comit în expresia (32′) sînt sub 1 — 5% şi scad pe măsură ce turaţia creşte. Ţinînd seama de aceste observaţii, după efectuarea calculelor relaţia (32′) capătă forma:

$$\vec{F}_\tau = -\vec{e}_x\frac{\tau\cdot b}{\mu\cdot 2\sqrt{2}}\,B_M^2\cdot L_{ks} \qquad (42)$$

unde:

$$L_{ks} \approx \frac{(I + s)^2\,k}{[1 + \sqrt{2}\,sk + (sk)^2]\left(1 + \frac{k^2}{2}\right)} \qquad (43)$$

Conform relaţiei (42) $\vec{F}_\tau$ este orientată în sensul opus axei Ox, adică este orientată în sensul rotirii rotorului.

Dacă se notează cu $2p$ numărul de perechi de poli, în cazul frînelor heteropolare, respectiv numărul de dinţi în cazul frînelor homopolare, şi cu D diametrul din partea dinspre întrefier a indusului, respectiv diametrul exterior al rotorului (diferenţa dintre cele două diametre fiind foarte mică), se poate calcula cuplul de fînare:

$$M = 2p\,F_\tau\frac{D}{2} = \frac{0{,}56}{\mu_0}\cdot\frac{2b\cdot D^2\,B_M^2}{\mu_r}\,L_{ks} \qquad (44)$$

Dacă se cunoaşte încărcarea termică admisă pentru suprafaţa activă a indusului, care este în funcţie de condiţiile de răcire, atunci se impune următoarea condiţie:

$$\pi D\cdot 2b \geqslant \frac{P}{p_s} = \frac{M\cdot\Omega}{p_s} \qquad (45)$$

unde p_s este încărcarea specifică, care pentru frîne răcite cu apă este $p_s = (4\ \ldots\ 8)\,10^5\frac{W}{m^2}$.

Ţinînd seama de inegalitatea (45), din (44) rezultă următoarea inegalitate:

$$D \leqslant 5{,}6\,\mu_0\,\frac{\mu_r\cdot p_s}{\Omega\cdot L_{ks}\cdot B_M^2} \qquad (46)$$

Concluzii

a) Aplicînd relaţiile care descriu proprietăţile generale ale cîmpurilor electromagnetice, s-a ajuns ca în final să se obţină o expresie simplă pentru cuplul electromagnetic de frînare.

b) Deoarece L_{ks} este funcţie de materialul indusului, raportul dintre mărimile δ şi τ, se poate uşor determina pentru o anumită turaţie de lucru atît diametrul frînei cît şi mărimile δ şi τ. Pentru aceasta se procedează în felul următor:

— calitatea materialului se alege în primul rînd din considerente economice şi de disponibilitate (din producţia indigenă), în acest caz putînd considera că proprietăţile de material (μ şi γ) sînt cunoscute;

— întrefierul este în funcţie de posibilităţile tehnologice de a realiza un întrefier minim şi uniform sub toţi polii;

Ţinînd seama de aceste observaţii se poate adopta un anumit raport $\frac{\delta}{\tau}$, determinat din considerente de optimizare şi încărcare magnetică maximă admisă (B_M), care înlocuite în (46) ne dau relaţiile de calcul al diametrului maxim.

$$D_{max} = \frac{5{,}6\, \mu_0 p_s}{B_M^2} \cdot f\left(\mu_r,\ \gamma, \frac{\delta}{\tau},\ \Omega\right) \qquad (47)$$

c) Asupra felului în care se procedează concret în dimensionarea frînei cu curenţi turbionari detaliile precum şi rezultatele experimentale se vor prezenta în cadrul unei alte lucrări. Scopul urmărit de această comunicare a fost de a prezenta o expresie practică pentru cuplul de frînare, utilă îndeosebi unui calcul preliminar de dimensionare a frînelor cu curenţi turbionari.

d) Dat fiind faptul că relaţiile (44) şi (47) prezintă valabilitatea numai pentru $n > 100 \frac{\text{rot}}{\text{min}}$, nu pot fi aplicate în cuplaje şi ambreiaje decît pentru alunecări mai mari de $\frac{10^2}{n}$.

BIBLIOGRAFIE

1. *Rădulef, R., Ifrim, A.*: Calculul forţei şi al cuplului frînelor cu disc feromagnetic, al ambreiajelor şi motoarelor de inducţie cu rotorul masiv şi neted. Comunicare la Acad. RSR în şedinţa din 26 mai 1962.
2. *Pozdeev, A. D. Rozman, Ia. B.*: Cuplaje şi frîne electromagnetice cu indus masiv (traducere din l. rusă), Bucureşti. Ed. tehnică, 1965.
3. *Mocanu, C. I.*: Bazele electrotehnicii. Curenţi variabili în conductoare masive (litografiat), Inst. politehnic — Bucureşti, 1969.
4. *Nicolaide, A.*: :Studiul cîmpului electromagnetic în piesele masive ale maşinilor sincrone. Buletinul Institutului politehnic-Braşov, vol. XI, Seria A – mecanică, 1969.
5. *Timotin, Al., şi colectiv*: Lecţii de bazele electrotehnicii, vol. II, Bucureşti, Ed. didactică, şi pedagogică, Buc., 1962.
6. *Angot, A.*: Complemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică şi telecomunicaţii, (trad. din l. franceză) Bucureşti, Ed. tehnică, 1966.

CZ: 517.1 ; 629.114.2 ; 631.372

Model matematic pentru sistemul tractor-plug

Dr. ing. M. C. **TOFAN** – Universitatea – Braşov
Dr. ing. N. **PETRESCU**; ing. M. **GROVU** – ICPAT – Braşov

În [1] s-a prezentat modelul matematic al sistemului format din motor-transmisie-roată motoare-masă de translaţie — maşină de lucru, asociat sistemului fizic tractor-plug. Între roata motoare şi masa de translaţie s-a considerat cuplajul ce permite alunecarea roată-sol (fig. 1).

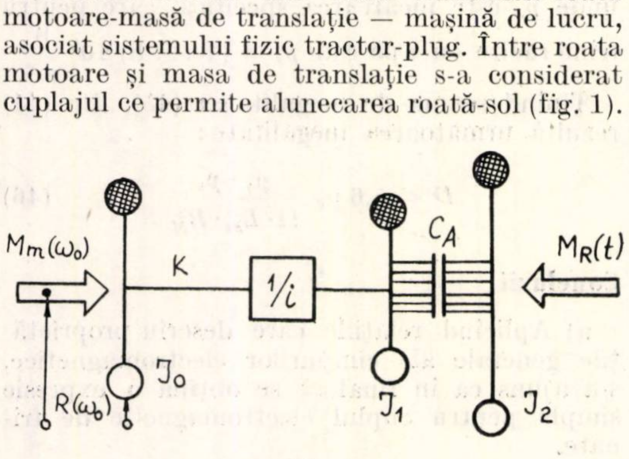


Fig. 1.

În această lucrare se propune urmărirea influenţei regulatorului de turaţie $R(\omega_0)$ al motorului asupra momentului elastic dezvoltat în transmisia elastică de constantă K_{12}.

1. Elementele modelului matematic

Considerînd legăturile ($I_1 - C_A$) şi ($C_A - I_2$) rigide (rigiditate infinită) în mişcarea fără alunecare, sistemul are un singur grad de mobilitate ca rigid, două grade de mobilitate ca sistem elastic, devenind cu trei grade de mobilitate la dezgheţarea cuplajului de alunecare. Folosind coordonatele mişcării absolute θ_i pentru volanţii I_i, putem asocia modelului din figura 1 sistemul de ecuaţii ce descriu echilibrul dinamic:

$$\begin{bmatrix} I_0 & & \\ & I_1 & \\ & & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_0 \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -M_{el} \\ M_{el} \cdot i - C_A \\ C_A \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} M_m \\ 0 \\ -M_r \end{Bmatrix} \qquad (1)$$

unde C_1 este momentul dezvoltat în cuplajul roată-sol.

1.1. *Legătura O—I rigidă*

Ecuaţiile de mişcare se degajă din sistemul (1) după ce i se asociază legăturile cinematice descrise prin matricea modală construită pe vectorii modurilor de mișcare:

$$\begin{Bmatrix}\ddot{\theta}_0\\ \ddot{\theta}_1\\ \ddot{\theta}_2\end{Bmatrix}=[C_R]\begin{Bmatrix}\varepsilon_0\\ \gamma_1\\ \gamma_2\end{Bmatrix}=[\{C_0\}\,\{C_1\}\,\{C_2\}]=\begin{Bmatrix}\varepsilon_0\\ \gamma_1\\ \gamma_2\end{Bmatrix}=$$

$$=\left[\begin{array}{c:c:c}1 & 1 & 0\\ 1/i & 1/i & 0\\ 1/i & 0 & 1/i\end{array}\right]\begin{Bmatrix}\varepsilon_0\\ \gamma_1\\ \gamma_2\end{Bmatrix}. \qquad (2)$$

unde s-a notat cu:

i — raportul de transmitere în transmisie;

γ_1, γ_2 — accelerațiile mișcărilor de alunecare.

În matricea modală $[C_R]$ prima coloană corespunde modului de mișcare al întregului mecanism ca rigid cu accelerația γ, iar celelalte două coloane descriu mișcările independente ale celor doi rigizi rezultați prin posibila dezghețare a cuplajului de alunecare. Introducînd legăturile cinematice (2) în sistemul (1) și înmulțind la stînga cu matricea modală transpusă, obținem ecuațiile de mișcare în noile coordonate:

$$[C_R]^T[I]\,[C_R]\begin{Bmatrix}\varepsilon_0\\ \gamma_1\\ \gamma_2\end{Bmatrix}=[C_R]^T\left(\{M_{leg}\}+\{M_{ext}\}\right)$$

$$[I_R]\begin{Bmatrix}\varepsilon_0\\ \{\gamma\}\end{Bmatrix}=\{M_R\} \qquad (3)$$

unde:

$$[I_R]=\begin{bmatrix}I_0+\dfrac{I_1}{i^2}+\dfrac{I_2}{i^2} & I_0+\dfrac{I_1}{i^2} & \dfrac{I_2}{i^2}\\ & I_0+\dfrac{I}{i^2} & O\\ [sim] & & \dfrac{I_2}{i^2}\end{bmatrix}=$$

$$=\begin{bmatrix}I_\infty I_{11} I_{22}\\ I_{11} I_{11} O\\ I_{22} O I_{22}\end{bmatrix} \qquad (4)$$

$$\{M_R\}=\begin{Bmatrix}M_m-\dfrac{M_R}{i}\\ M_m\\ -\dfrac{M_R}{i}\end{Bmatrix}+\begin{Bmatrix}O\\ -\dfrac{C_A}{i}\\ \dfrac{C_A}{i}\end{Bmatrix}$$

Se constată imediat singularitatea matricei de cuplare dinamică:

$$det\,[I_R]=0 \qquad (5)$$

ceea ce explică libertatea alegerii sistemului de referință.

Reprezentarea:

$$\begin{bmatrix}I_\infty & I_{11} & I_{22}\\ I_{11} & I_{11} & 0\\ I_{22} & 0 & I_{22}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_c\\ \gamma_{1c}\\ \gamma_{2c}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m-M_{R/i}\\ M_m-C_{A/i}\\ C_{A/i}-M_{R/i}\end{Bmatrix}$$

corespunde descrierii mișcării prin intermediul mișcării centrului de masă ε_c. O raportare la un sistem neinerțial cu mișcarea centrului ε_c ne conduce la:

$$\begin{bmatrix}I_{00} & I_{11} & I_{22}\\ I_{11} & I_{11} & 0\\ I_{22} & 0 & I_{22}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}0\\ \gamma_{10}\\ \gamma_{20}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m-M_{R/i}\\ M_m-C_{A/i}\\ C_{A/i}-M_{R/i}\end{Bmatrix}$$

deci în definitiv la soluția:

$$\gamma_{10}=\frac{M_m-C_{A/i}}{I_{11}};\ \gamma_{20}=\frac{C_{A/i}-M_{R/i}}{I_{22}} \qquad (6)$$

și:

$$I_{11}\gamma_0+I_{22}\gamma_{20}=(I_{11}+I_{22})\,\varepsilon_c=I_{00}\varepsilon_c=M_m-M_{R/i}$$

$$\varepsilon_c=\frac{M_R^m-M_{R/i}}{I_\infty}$$

În mod similar, raportarea la un sistem solidar cu rigidul $I_{11}=I_0+\dfrac{I_1}{i^2}$ ne conduce la sistemul:

$$\begin{bmatrix}I_{00} & I_{22}\\ I_{22} & I_{22}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_{10}\\ \gamma_{21}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m-M_{R/i}\\ C_{A/i}-M_{R/i}\end{Bmatrix}$$

cu soluțiile:

$$\varepsilon_{10}=\frac{M_m-C_{A/i}}{I_{11}} \qquad (7)$$

$$\gamma_{21}=\frac{C_{A/i}-M_m}{I_{11}}+\frac{C_{A/i}-M_{R/i}}{I_{22}}$$

și în sfîrșit în raport cu rigidul antrenat I_{22}:

$$\begin{bmatrix}I_{00} & I_{11}\\ I_{11} & I_{11}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\varepsilon_{20}\\ \gamma_{12}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m-M_{R/i}\\ M_m-C_{A/i}\end{Bmatrix}$$

$$\varepsilon_{20}=\frac{C_{A/i}-M_{R/i}}{I_{22}}$$

$$\gamma_{12}=\frac{M_m-C_{A/i}}{I_{11}}+\frac{M_{R/i}-C_{A/i}}{I_{22}} \qquad (8)$$

astfel încît se verifică echivalenţa soluţiilor (6), (7), (8):

$$\left.\begin{matrix}\gamma_{10} \equiv \varepsilon_{10} \\ \gamma_{20} \equiv \varepsilon_{20}\end{matrix}\right\} \text{mişcare absolută}$$

$$\gamma_{10} - \gamma_{20} = \gamma_{12} = -\gamma_{21}\} \text{ mişcare relativă}$$

Ruperea cuplajului de alunecare se realizează pentru regimurile:

$$\begin{aligned} & M_{TOT} = M_m - I_{11}\varepsilon_{10} = M_{R/i} + I_{22}\,\varepsilon_{20} \\ & |M_{TOT}| \geqslant |M_{fr/i}| \end{aligned} \tag{9}$$

deci atunci cînd momentul de frecare sol-roată este depăşit de momentul ieşit din transmisie. Pe acest model cuplajul rupt are drept consecinţe inegalitatea celor trei momente:

$$\begin{aligned} & M_m \leqslant M_{TOT} = C_{A/i} = M_{fr/i} \\ & M_{R_i} > M_{TOT} = C_{A/i} = M_{fr/i} \end{aligned} \tag{10}$$

în regimul de pornire $\varepsilon_{10} \leqslant 0$, $\varepsilon_{20} > 0$

1.2. Transmisia elastică

În acest caz matricea modală se construieşte pe patru moduri de mişcare, din care trei sînt independente:

$$[C_{EL}] = [\{C_1\}\{C_2\}\{C_3\}\{C_4\}] =$$

$$= \left[\begin{array}{c:c:c:c} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1/i & 1/i & 0 \\ 1 & 1/i & 0 & 1/i \end{array}\right] \tag{11}$$

în coordonatele generalizate ce descriu mişcările independente elastice şi cele de alunecare:

$$\begin{Bmatrix} \ddot\theta_0 \\ \ddot\theta_1 \\ \ddot\theta_2 \end{Bmatrix} = [C_{EL}] \begin{Bmatrix} \ddot q_0 \\ \ddot q_1 \\ \gamma_1 \\ \gamma_2 \end{Bmatrix} \tag{12}$$

În această stare ecuaţiile de mişcare decurg din sistemul de ecuaţii ce descriu echilibrul dinamic (1), la care se ataşează modurile de mişcare (12):

$$[C_{EL}]^T\,[I]\,[C_{EL}] \begin{Bmatrix} \ddot q_0 \\ \ddot q_1 \\ \gamma_1 \\ \gamma_2 \end{Bmatrix} = [C_{EL}]^T \{M\} \tag{13}$$

unde introducem notaţiile:

$$[I_{EL}] = [C_{EL}]^T\,[I]\,[C_{EL}] = \left[\begin{array}{cc:cc} I_0 & 0 & I_0 & 0 \\ 0 & I_{11} & I_{10} & I_{20} \\ \hdashline I_0 & I_{10} & I_{22} & 0 \\ 0 & I_{20} & 0 & I_{33} \end{array}\right] \tag{14}$$

$$I_{ij} = I_{ji};\; I_{ii} = \sum_{j \neq i} I_{ij} = \sum_{j=1}^{n} I_{ij}\delta_{ij} \rightarrow \sum_{j=1}^{n} (1-\delta_{ij})\cdot I_i$$

Avem deci:

$$\begin{aligned} I_{11} &= I_{10} + I_{20} = I_1/i^2 + I_2/i^2 \\ I_{22} &= I_0 + I_{10} = I_0 + I_1/i^2 \\ I_{33} &= I_{20} \end{aligned}$$

şi respectiv:

$$\{M_{EL}\} = [C_{EL}]^T \{M\} = \begin{Bmatrix} M_m - M_{el} \\ M_{el} - M_{R/i} \\ M_m - C_{A/i} \\ C_{A/i} - M_{R/i} \end{Bmatrix} =$$

$$= \begin{Bmatrix} M_m \\ -M_{R/i} \\ M_m \\ -M_{R/i} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -M_{el} \\ M_{el} \\ -C_{A/i} \\ C_{A/i} \end{Bmatrix} \tag{15}$$

Şi în acest caz matricea cuplajelor dinamice este singulară:

$$d_{et}\,[I_{EL}] = 0$$

şi alegerea sistemului de refernţă este arbitrară în descrierea alunecărilor. Obţinem astfel în raport cu sistemul solidar cu mişcarea centrului de inerţie al rigidului $I_0 + I_{10} = I_{22}$, sistemul:

$$\begin{bmatrix} I_0 & 0 & 0 \\ 0 & I_{11} & I_{20} \\ 0 & I_{20} & I_{20} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot q_{00} \\ \ddot q_{10} \\ \gamma_{21} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_m - M_{el} \\ M_{el} - M_{R/i} \\ C_{A/i} - M_{R/i} \end{Bmatrix}$$

cu soluţia:

$$\begin{Bmatrix} \ddot q_{00} \\ \ddot q_{10} \\ \gamma_{20} \end{Bmatrix} = \begin{cases} (M_m - M_{el})/I_0 \\ (M_{el} - M_{R/i})/I_0 \\ C_{A/i} - M_{R/i})\,I_{20} + (M_{R/i} - M_{el})/I_{10} \end{cases} \tag{16}$$

şi respectiv, în raport cu mişcarea centrului de inerţie al rigidului $I_{33} = I_{20} = I_2/_i^2$ sistemul:

$$\begin{bmatrix} I_0 & 0 & I_0 \\ 0 & I_{11} & I_{11} \\ I_0 & I_{10} & I_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot q_{02} \\ \ddot q_{12} \\ \gamma_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_m - M_{el} \\ M_{el} - M_{R/i} \\ M_{R/i} - C_{A/i} \end{Bmatrix}$$

cu soluţia :

$$\begin{Bmatrix}\ddot{q}_{02}\\ \ddot{q}_{12}\\ \gamma_{12}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}(M_m - M_{el})/I_0 - \gamma_{12}\\ (C_{A/i} - M_{R/i})\, I_{20}\\ (M_{el} - M_{R/i})/I_{10} + (M_{R/i} - C_{A/i})\, I_{20}\end{Bmatrix} \tag{17}$$

Confruntînd soluţiile (16) (17) se constată echivalenţa lor :

$$\begin{Bmatrix}\ddot{\theta}_0\\ \ddot{\theta}_1\\ \ddot{\theta}_2\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}\ddot{q}_{00}\\ \ddot{q}_{10}/i\\ (q_{10}+\gamma_{21})/i\end{Bmatrix}_{(16)}=\begin{Bmatrix}\ddot{q}_{02}+\gamma_{12}/i\\ (\ddot{q}_{12}+\gamma_{12})/i\\ q_{20}/i\end{Bmatrix}_{(17)}$$

Momentul elastic în transmisie este :

$$M_{el} = k_{01}(q_{00} - q_{10})_{(16)} = k_{01}(q_{02} - q_{20})_{(17)} \tag{18}$$

Rămînînd la reprezentarea (16) în raportarea faţă de un sistem de referinţă solidar cu arborele motor, avem în definitiv sistemul :

$$\left[\begin{array}{cc|c} I_0 & 0 & 0\\ 0 & I_{11} & I_{20}\\ \hline 0 & I_{20} & I_{20}\end{array}\right]\begin{Bmatrix}\ddot{q}_0\\ \ddot{q}_1\\ \ddot{\gamma}_{21}\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m - M_{el}\\ M_{el} - M_{R/i}\\ C_{A/i} - M_{R/i}\end{Bmatrix} \tag{19}$$

cu : $M_{el} = k_{01}(q_0 - q_1)$, care în regim de cuplare ($\gamma_{21} = 0$, $\ddot{\gamma}_{21} = 0$) ne oferă sistemul de doi volanţi cuplaţi elastic :

$$\begin{bmatrix}I_0 & \\ & I_{11}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}\ddot{q}_0\\ \ddot{q}_1\end{Bmatrix}+\begin{bmatrix}k_{01} & -k_{01}\\ -k_{01} & k_{01}\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}q_0\\ q_1\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}M_m\\ -M_{R/i}\end{Bmatrix} \tag{20}$$

cu momentul dezvoltat în cuplaj :

$$C_{A/i} = M_{TOT} = \frac{M_R}{i} + I_{20}(\ddot{q}_1 + \ddot{\gamma}_{21}) = \frac{I_{20} M_{el} + I_{10} M_{R/i}}{I_{10} + I_{20}}. \tag{21}$$

În acest regim cuplurile exterioare $\{M_m - M_{R/i}\}$ întreţin vibraţia sistemului amortizată de regulator. Ieşirea din acest regim se realizează prin condiţia de rupere a cuplajului :

$$\left|\frac{I_{20} M_{el} + I_{10} M_{R/i}}{I_{10} + I_{20}}\right| > \frac{M_{fr}}{i}. \tag{22}$$

În regimul de alunecare, sistemul (19) descrie comportarea de vibraţie cu alunecare, avînd forma generală :

$$\left[\begin{array}{c|c} I_E & I_A\\ \hline I_A^T & A\end{array}\right]\begin{Bmatrix}\{\ddot{q}\}\\ \{\gamma\}\end{Bmatrix}+\left[\begin{array}{c|c} K & 0\\ \hline 0 & 0\end{array}\right]\begin{Bmatrix}\{q\}\\ \{\gamma\}\end{Bmatrix}=\{M\}. \tag{23}$$

În acest regim, cuplul perturbator al vibraţiei $\{M_m - M_{R/i}\}^T$ este disipat prin cuplajul de alunecare, iar vibraţia este neîntreţinută.

Prin introducerea alunecărilor ce descriu gradele de mobilitate complementară, respectiv modurile complementare de mişcare în transmisiile cu cuplaje coulombiene eliberate prin dezgheţarea acestora, devin controlabile prin program trecerile din regimurile elastice, prin condiţia 22), în cele de alunecare, precum şi revenirea, prin controlul direct al vitezei de alunecare relativă. Întregul sistem se comportă în definitiv ca un sistem cu autoexcitaţie.

În program aceste treceri („coasere”) sînt controlate prin două enunţuri folosind notaţiile :

```
IF(ABS(Y)(5) · LT.EPS) CALL ELAST
IF(ABS(CA). GE.F × AMF) CALL AL21
```

$$\{y\} = \{q_0, \gamma_{21}, q_1, \dot{q}_0, \dot{\gamma}_{21}, \dot{q}_1\}$$

unde ELAST şi AL21 sînt subprogramele ce descriu regimurile de cuplare elastică respectiv de alunecare şi vibraţie. Pentru momentul limită din cuplaj s-a adoptat o caracteristică de tipul celei din figura 2.

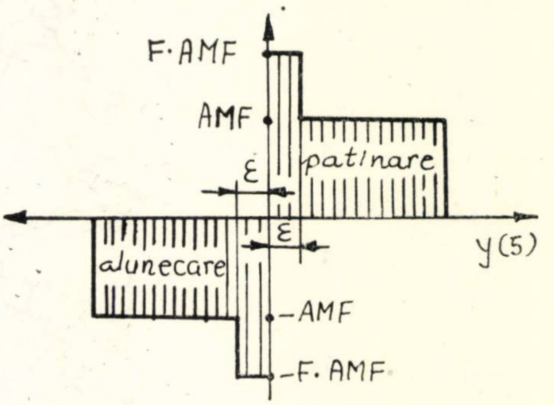


Fig. 2.

$$M_{fr} = \begin{cases} y(5) < -\varepsilon & -AMF\\ -\varepsilon \leqslant y(5) \leqslant \varepsilon & F\cdot AMF\\ y(5) > \varepsilon & AMF\end{cases}$$

cu $F = 1 - 3$ — factor de aderenţă în regim cuplat

$$M_{fr} = sign(y(5))\, AMF$$

Momentul rezistent a fost determinat experimental şi supus unei analize armonice pe eşantioane de lungimi diferite; a fost introdus în program prin seria Fourier :

$$M_R = M_{RO} + \sum_{k=1}^{5} M_k \cos(kpt + \varphi_k),$$

două din componente fiind subarmonice şi trei supraarmonice în raport cu pulsaţia oscilaţiilor libere ale sistemului elastic.

M_m — momentul motor este reprezentat după o caracteristică reglată, liniară cu turaţia arborelui motor, caracteristică ce introduce o amortizare vîscoasă a vibraţiilor $\xi \sim 0{,}7$ din amortizarea critică, corespunzătoare unui regim de reglare cu timp de răspuns minim, iar pe caracteristica externă:

$$M_m = sign\,(\omega_0 - \omega)\, M_0,$$

regimuri în care motorul reglat se comportă ca un amortizor coulombian (fig. 3).

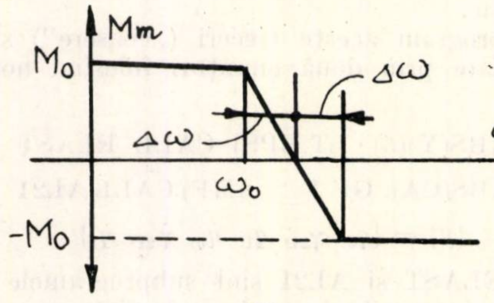


Fig. 3.

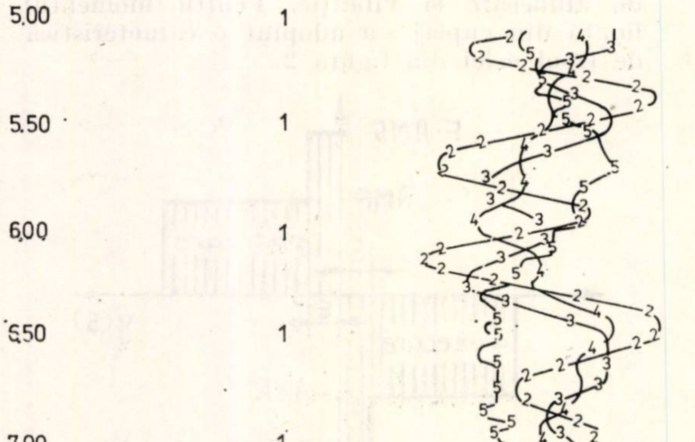


Fig. 4. Fişă de calculator.

$$M_m = \begin{cases} M_0 & \text{pentru} \qquad \omega < \omega_0 \\ M_0\left(1 + \dfrac{\omega}{\Delta\omega}\right) - \dfrac{M_0}{\Delta\omega} & \omega\,(\omega - \omega_0) < 4\,\Delta\omega \\ M_0 & \text{pentru} \qquad \omega > \omega_0 + 2\Delta\omega \end{cases}$$

În aplicaţie:

$$\xi = \frac{M_0}{2\,\Omega\, I_1 \Delta\omega} \sim 0{,}7\,;$$

$$\omega_0 = 180\ \mathrm{rad/s}\,;\ \Delta\omega = 17\ \mathrm{rad/s}$$

În figurile 4 şi 5 sînt prezentate valorile rezultate prin calcul pentru un reglaj cu întîrziere:

$$M_m = M_0\left(1 + \frac{\omega_0}{\Delta\omega} - \frac{M_0}{\Delta\omega}\,\omega(t - t_R)\right)$$

cu: $t_R = \dfrac{1}{100}$ s (fig. 4) şi respectiv $t_R + \dfrac{1}{10}$ s (fig. 5)

Vibraţiile stabilizate după şase secunde de la cuplarea sarcinii din mers în primul caz, la

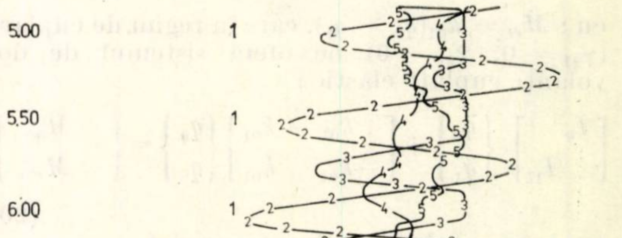


Fig. 5. Fişă de calculator.

nivelul momentului elastic – reprezentat cu simbolul 2 – sînt în acest caz:

$$M_{el}\begin{Bmatrix}max\\ min\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}217\\ 117\end{Bmatrix}\ Nm$$

iar în cel de-al doilea:

$$M_{cl}\begin{Bmatrix}max\\ min\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}260\\ 120\end{Bmatrix}\ Nm.$$

Prin urmare, funcţia de amortizare a regulatorului degenerează la creşterea întîrzierii, putînd conduce chiar la instabilitatea mişcării sistemului pentru:

$$t_R > \frac{1}{4}\cdot\frac{2\pi}{\Omega}=\frac{T}{4}$$

care pentru cazul nostru reprezintă:

$$t_R > \frac{0{,}56}{4} \sim 0{,}14\ s.$$

Notaţiile folosite în figurile 4 şi 5 sînt:

Simbol	Mărime	
1	a	– alunecare specifică;
2	M_{el}	– momentul elastic calculat
3	M_m	– momentul motor
4	$M_{R/i}$	– momentul rezistent
5	M_{el}	– momentul măsurat (eşantion orientativ)

În figura 6 se prezintă un eşantion calculat al mărimilor cinematice ω, ω_1 şi alunecarea $a = 100\frac{\Delta\omega}{\omega_1}$ care confirmă caracterul de sistem autoexcitat.

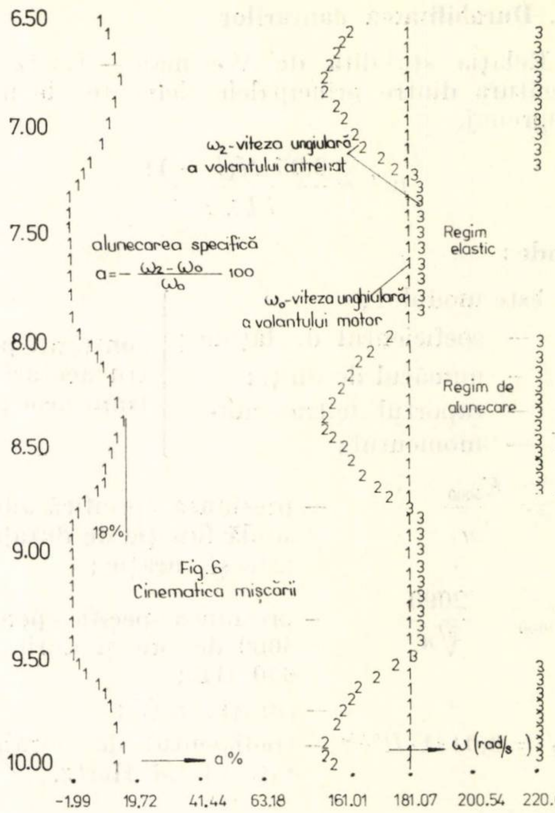


Fig. 6. Fişă de calculator, cinematica mişcării.

BIBLIOGRAFIE

1. *Tofan, M. C., Petrescu, N., Grovu M.*: Modelarea vibraţiilor în transmisii. Conferinţa de vibraţii – Construcţii de maşini – Timişoara, 1975.

◆

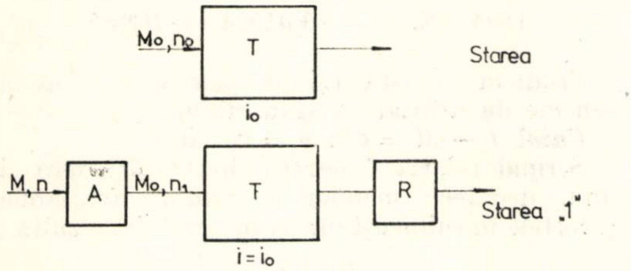
3. *Probleme de construcţie a organelor de automobile şi tractoare*

CZ; 621–235; 621–85

Cercetări în vederea elaborării unei familii de transmisii tipizate

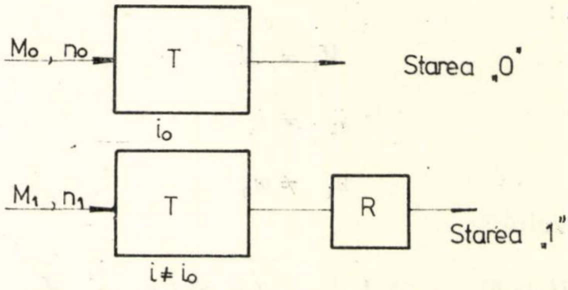
Dr. ing. M. **PETRESCU** – ICPAT – Braşov
Dr. ing. N. C. **TOFAN** – Universitatea – Braşov

Constructorii de autovehicule sînt interesaţi în a crea transmisii care cu minimum de modificări să satisfacă un domeniu cît mai larg de solicitări. În principal există două moduri de utilizare a unei transmisii mecanice în trepte (schemele 1 şi 2):



Schema 1. Transmisia se utilizează nemodificată şi montată între un amplificator şi un reductor de turaţie.

Elementele determinate în stabilirea durabilităţii unei transmisii mecanice sînt **danturile** şi **rulmenţii**. În continuare vom prezenta stabilirea relaţiei dintre factorii care determină durabilitatea danturilor şi a rulmenţilor.



Schema 2. Transmisia se utilizează cu primul etaj de rapoarte modificat şi cu un reductor de turaţie final.

A. Durabilitatea danturilor

Relaţia stabilită de Weisman – Hertz dă legătura dintre principalele elemente ale unui angrenaj.

$$m^3 = \frac{6{,}25\ M(i+1)}{i\ k\lambda\ z^2} \qquad (1)$$

unde:

$$\left.\begin{array}{lll} m & & \text{este modulul;} \\ \lambda & — & \text{coeficientul de lăţime;} \\ z & — & \text{numărul de dinţi;} \\ i & — & \text{raportul de transmitere} \\ M & — & \text{momentul;} \end{array}\right\} \text{constante pentru aceeaşi transmisie;}$$

$K = \frac{K_{5000}}{\xi_H}$ — presiunea specifică admisibilă funcţie de durabilitate şi turaţie;

$K_{5000} = \frac{2090}{\sqrt[3]{n}}$ — presiunea specifică pentru 5000 de ore şi duritatea 650 HB;

n — turaţia roţii;

$\xi_H = 0{,}0481 \cdot H^{0,356}$ — coeficientul de durabilitate al lui Hertz.

Cazul 1

H = numărul de ore de serviciu

Scriind relaţia (1) pentru două stări conform schemei 1, şi cunoscînd că transmisia lucrează la:

$$M_1 = M_0$$

$$i_1 = i_0$$

$$n_1 \neq n_0$$

rezultă: $\frac{K_1}{K_0} = 1$

$$\frac{H_1}{H_0} = \frac{1}{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^{0,935}} \qquad (2)$$

Cazul 2

Scriind relaţia (1) pentru două stări conform schemei şi 2 cunoscînd că transmisia lucrează la:

$$M_1 \neq M_0$$

$$i_1 \neq i_0$$

$$n_1 \neq n_0$$

rezultă:

$$\left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{2,81} = \frac{i_0+1}{i_1+1} \cdot \frac{i_1}{i_0} \cdot \left(\frac{Z_1}{Z_0}\right)^2 \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{M_0}{M_1} \qquad (3)$$

Cunoscînd că la aceeaşi transmisie antraxul rămîne constant, rezultă legătura dintre Z şi i pentru cele două stări, zero şi unu.

$$A = m\,\frac{Z_1 + Z_0}{1 + i_1}$$

$$\frac{Z_2}{Z_1} = i$$

$$\frac{Z_{11}}{Z_{10}} = \frac{1 + i_0}{1 + i_1}$$

înlocuind în (3) obţinem:

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{M_0}{M_1}\right)^{2,81} \cdot \left(\frac{n_0}{n_1}\right)^{0,935} \cdot \left(\frac{i_0+1}{i_1+1}\right)^{8,44} \cdot \left(\frac{i_1}{i_0}\right)^{2,81} \qquad (4)$$

Pentru analiza acestei funcţii studiem cazul particular cînd:

$$\frac{n_0}{n_1} = 1$$

$$\frac{M_1}{M_0} - \frac{i_0}{i_1} = \gamma$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \gamma^{2,82} \left(\frac{1 + i_0}{\gamma + i_0}\right)^{8,44} \qquad (5)$$

B. Durabilitatea rulmenţilor

Relaţia de bază a rulmenţilor care leagă sarcina, turaţia şi durabilitatea este:

$$F_r = \xi_n \cdot \xi_H \cdot F_{ef}\ [\text{kg}] \qquad (6)$$

unde: F_r este capacitatea dinamică a rulmenţilor la o anumită turaţie şi pentru o anumită durabilitate;

F_{ef} — sarcina efectivă pe rulment, în kg;

ξ_n — $0{,}4\ n^{0,356}$ — factorul de influenţă a turaţiei;

ξ_H — $0{,}0481 \cdot H^{0,356}$ — factorul de influenţă a durabilităţii.

Deci: $F_r = F_{ef} \cdot 0{,}01924\ (n \cdot H)^{0,356}$ (7)

Studiem această relaţie pentru cele două scheme de utilizare a transmisiei:

Cazul 1 — M = ct; n = variabil

Scriind relaţia 7 pentru două stări zero şi unu, deoarece momentele rămîn invariabile şi forţele în rulmenţi rămîn invariabile, rezultă:

$$\frac{H_1}{H_0} = \frac{n_0}{n_1} \qquad (8)$$

Cazul 2 — $M \neq$ const. ; $n \neq$ const. ; $i \neq$ const.

Scriind relaţia 7 pentru două stări, rezultă :

$$F_{ef_0}\, x(n_0 \cdot H_0)^{0,356} = F_{ef_1}\, x(n_1 \cdot H_1)^{0,356}$$

Cunoscînd că forţele în rulmenţi sînt funcţie de momente şi de numărul de dinţi, vom avea :

$$F_{ef} = \frac{M}{Z}$$

$$\frac{M_0}{M_1} \cdot \frac{Z_1}{Z_0} = \left(\frac{H_1}{H_0}\right)^{0,356} \cdot \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^{0,356}.$$

Modificînd rapoartele din cutia de viteze de la i_0 la i, numerele de dinţi ale roţilor se vor modifica de la z_0 la z_1.

Relaţia de legătură a fost demonstrată anterior şi este :

$$\frac{Z_1}{Z_0} = \frac{1 + i_0}{1 + i_1}$$

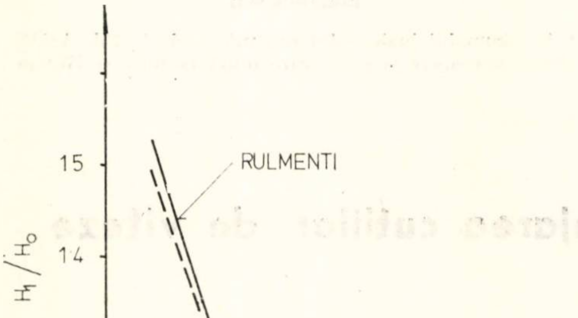


Fig. 1. Influenţa turaţiei asupra admisiei.

Expresia finală va fi :

$$\frac{H_1}{H_0} = \frac{\left(\frac{1 + i_0}{1 + i_0}\right)^{2,81}}{\left(\frac{M_1}{M_0}\right)^{2,81}\left(\frac{n_1}{n_0}\right)} \tag{9}$$

Pentru analiza acestei funcţii studiem cazul particular cînd :

$$\frac{n_0}{n_1} = 1$$

$$\frac{M_1}{M_0} = \frac{i_0}{i_1} = \gamma$$

$$\frac{H_1}{H_0} = \left(\frac{i + i_0}{\gamma + i_0}\right)^{2,81} \tag{10}$$

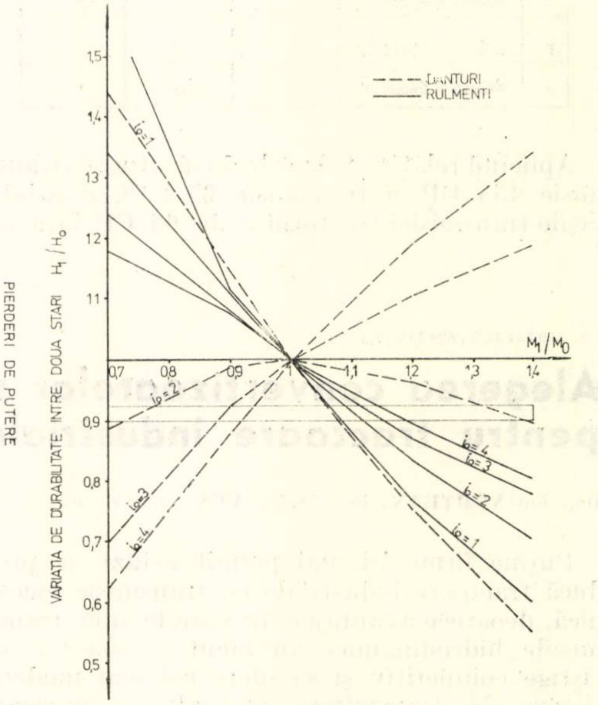


Fig. 2. Influenţa cuplului şi a rapoartelor din transmisie asupra durabilităţii.

În continuare am prezentat grafic relaţiile (2), (5), (8) şi (10) în figurile 1 şi 2, de unde rezultă o serie de concluzii :

Concluzii

1. Utilizînd o transmisie după schema 1, conform figurii 1, rezultă că durabilitatea întregii transmisii scade cam în aceeaşi proporţie odată cu creşterea turaţiei.

2. Utilizînd o transmisie după schema 2, conform figurii 2 rezultă că există posibilitatea utilizării unei transmisii pentru o plajă mare

de puteri (crearea unei familii de transmisii) în cazul utilizării unor rapoarte mari pentru fiecare etaj.

3. Schema 2 apare drept cea mai raţională schemă de dezvoltare a familiilor de transmisii.

S-a cerut extinderea familiei de tractoare de 45 şi 55 CP la 65 CP. Problema esenţială fiind transmisia, s-a efectuat o analiză a ei. Astfel, datele problemei sînt date în tabelul 1 :

Tabelul 1

Nr crt.	Date	Unitatea măsură	Transmisie 55 [CP]	Transmisie 65 [CP]
1	Puterea la intrare	[CP]	55	65
2	Turaţia la intrare	[min^{-1}]	2400	2 600
3	Cuplu la intrare	[kgf m]	16,4	17,9
4	Raportul în treapta I	—	2,94	2,71
5	Raportul în treapta II	—	1,95	1,74
6	Raportul în treapta III	—	1,333	1,17
7	Raportul în treapta IV	—	1,032	1

Aplicînd relaţia (4) la cele două situaţii (transmisie 455 CP şi transmisie 65 CP), durabilităţile transmisiei tractorului de 65 CP faţă de transmisia tractorului de 55 CP sînt prezentate în tabelul 2 :

Tabelul 2

Nr crt.	Treapta de viteză	Durabilitatea	
		Danturi	Rulmenţi
1	I	95,3	86,6
2	II	90,6	88,6
3	III	92,4	87,6
4	IV	76,6	76

În **concluzie,** rezultă că transmisia tractorului de 55 CP se poate utiliza pentru o putere de 65 CP cu o scădere de circa 8% a durabilităţii danturilor şi de circa 13% a durabilităţii rulmenţilor, bineînţeles cu anumite modificări, care vor afecta transmisia şi se rezumă la danturile treptelor din cutia de viteze şi la înlocuirea integrală a reductorului final. Din aplicaţia de mai sus rezultă clar că o diversificare a unei fabricaţii se poate face economic în cazul cînd s-au găsit criteriile determinante ale transmisiilor.

BIBLIOGRAFIE

* * *: Manualul inginerului mecanic, vol. I, Ed. AGIR — 1949 (traducere şi prelucrare după Dubbel şi Hutte)

CZ : 669.184.12/2 ; 629.113 ; 631.372

Alegerea convertizoarelor şi etajarea cutiilor de viteze pentru tractoare industriale

Ing. Ion NEMŢEAN ; ing. Ştefan VEN – ICPAT – Braşov

Puţine firme îşi mai permit astăzi să producă tractoare industriale cu transmisie mecanică, deoarece avantajele pe care le aduc transmisiile hidrodinamice au făcut ca acestea să cîştige competitiv şi să ofere cel mai modern sistem de transmitere realizabil în prezent, lăsînd pentru un viitor încă greu de precizat supremaţia transmisiilor hidrostatice şi electrice. Elementul care conferă transmisiei caracterul său de noutate îl constituie convertizorul hidrodinamic de cuplu. Acest organ de maşină care transmite puterea utilizînd energia cinetică a unui fluid nu este nou, ci a mai fost folosit în diferite variante, în locuri de întrebuinţare începînd cu cel dezvoltat de Föţinger în anul 1918 pentru transmisia unei nave de război.

În anul 1928 a apărut convertizorul „Trilok," după care Voith şi-a dezvoltat producţia în acest domeniu. După război, în S.U.A. precum şi în Europa, în primul rînd pentru autoturisme, apoi pentru autocamioane şi tractoare, s-a extins folosirea convertizoarelor în paralel cu dezvoltarea cutiilor de viteză cu cuplare sub sarcină.

Convertizoarele sînt clasificate după mai multe criterii constructive :

1) După numărul de trepte:

- cu o treaptă ;
- cu două trepte ;
- cu trei trepte.

2) După numărul de faze:

- cu o fază ;
- polifazate.

3) După capacitatea de transmitere a momentului:

- fixe ;
- reglabile.

4) După formă:

- rotunde ;
- ovale.

5) După ordinea aranjării elementelor;

6) După carcasă:

- carcasă fixă;
- carcasă rotitoare.

Mai interesantă este însă clasificarea după caracteristicile acestora, caracteristici direct legate de construcţie.

Din punctul de vedere care face obiectul lucrării, două din caracteristici sînt importante:

1) absorbţia de putere la pompă şi transparenţa;
2) amplificarea de moment şi randamentul.

1. Absorbţia de putere la pompă şi transparenţa

Fără a fi unul şi acelaşi lucru noţiunile sînt în raport de cauză şi efect. Această caracteristică arată cîtă putere poate prelua de la motor convertizorul şi cum influenţează rezistenţele la turbine asupra turaţiei motorului. Caracteristica după care vom judeca transmisiile este cea adimensională, în care se exprimă sub diferite forme absorbţia de moment, amplificarea şi randamentul funcţie de alunecarea relativă.

Legat de acesta se definesc:

N_1 — turaţia pompei;
M_1 — momentul la pompă;
N_2 — turaţia turbinei;
M_2 — momentul turbinei.

$$\nu = \frac{N_2}{N_1} \text{ — alunecarea relativă;}$$

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} \text{ — amplificarea;}$$

$$\eta = \nu \cdot \mu \text{ — randamentul;}$$

$$K = \frac{N_1}{\sqrt{M_1}} \text{ — coeficientul de moment.}$$

Ultima valoare K constituie una din formele în care se poate exprima absorbţia de moment la pompă. Mai există şi valoarea M_{1000} — adică momentul la $M = 1000$ rot/min, de unde prin relaţia:

$$M_1 = M_{1000} \left(\frac{N_1}{N\ 1000}\right)^2$$

se obţine valoarea momentului la pompă pentru diferite turaţii. Se mai poate folosi şi valoarea λ, care introdusă în ecuaţia generală a convertizoarelor indică acelaşi moment.

$$M_1 = \lambda\ \rho\ n_1^2\ D^5$$

unde:

ρ este densitatea fluidului;
D — diametrul circuitului.

Din punct de vedere al absorbţiei de moment distingem.:

— *Convertizoarele netransparente*, ale căror caracteristici de absorbţie se dau în figura 1 a

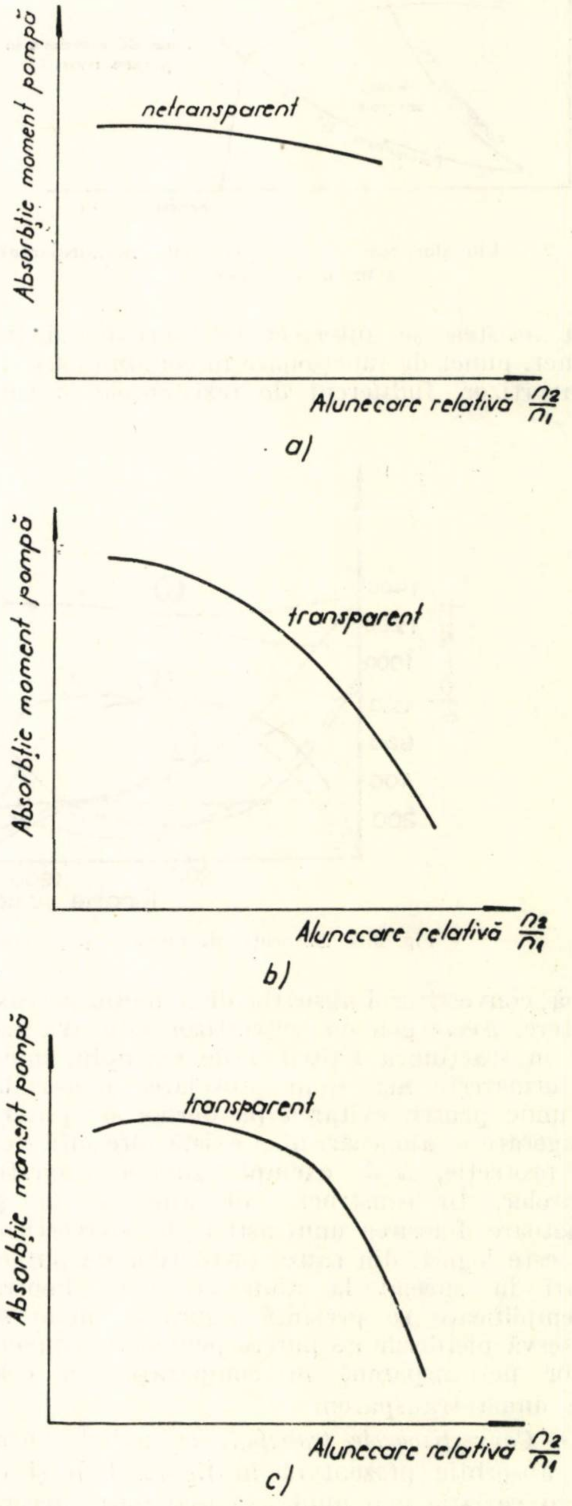


Fig. 1. — Caracteristica absorbţiei de moment la diferite convertizoare.

și care indiferent de valoarea alunecării relative absorb aceeași putere de la motor. În figura 2 se prezintă două convertizoare de acest gen. Suprapunînd curba momentului la pompă peste curba unui motor diesel în exemplu acestea se intersectează într-un singur punct, punct de funcționare în comun motor — convertizor. Indiferent de rezistențele la turbină, convertizorul absoarbe de la motor aceeași putere. Acest gen de convertizor este avantajos în tracțiunea feroviară de exemplu, unde se urmărește mai mult protejarea motorului și unde pentru evitarea pierderilor de putere exagerate la alunecări mici există alte mijloace de protecție, ca de exemplu golirea convertizoarelor. În construcția de autovehicule și tractoare folosirea unui astfel de convertizor nu este logică, din cauza pierderilor de putere mari în special la alunecări mari. Pentru exemplificare se prezintă figura 3, unde se observă pierderile de putere pentru un convertizor netransparent în comparație cu cele ale unuia transparent.

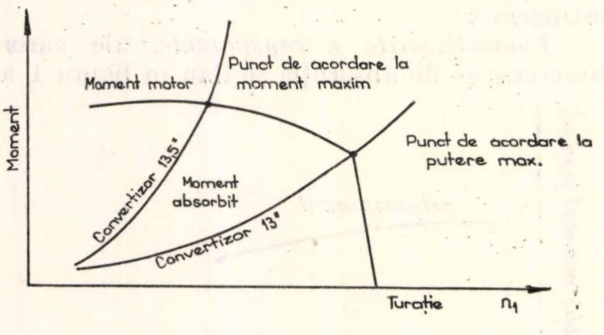


Fig. 2. — Funcționarea unor convertizoare netransparente cu un motor diesel.

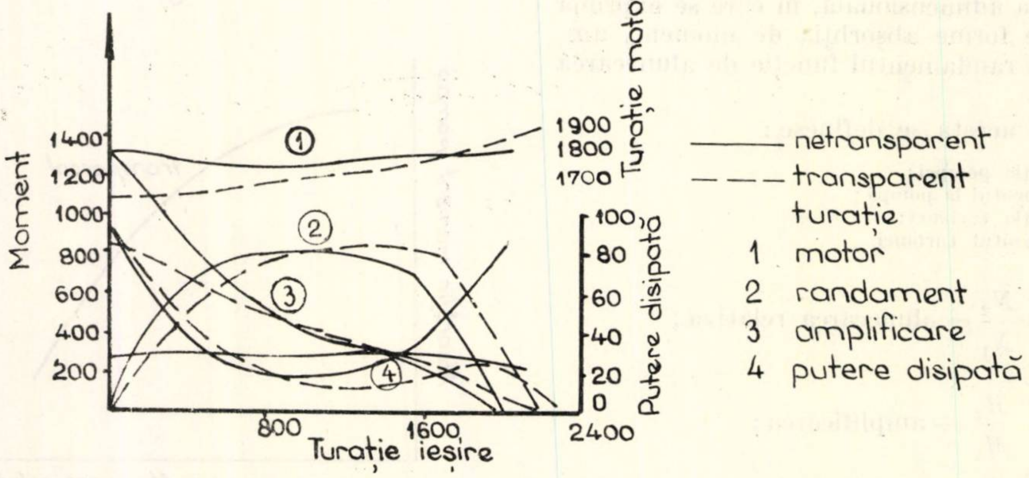


Fig. 3. — Absorbția de moment și puterea disipată pentru două convertizoare ,,Twin-Disc".

— *Convertizoarele transparente*, avînd curba de absorbție prezentată în figura 1 b și c, au o variație mai mult sau mai puțin accentuată a momentului absorbit funcție de alunecare. În figura 4 se dau curbele momentului la pompă funcție de turație, pentru diferite alunecări suprapuse pe caracteristicile unui motor diesel.

Deci unei variații a sarcinii la turbină îi corespunde o variație a momentului la pompă și implicit o deplasare a punctului de funcționare pe caracteristica externă. La fel ca și la convertizoarele transparente (fig. 2), variația diametrului duce la mutarea zonei de funcționare (fig. 5). Dar nu este singura modalitate de a schimba acordarea motor-convertizor, firmele producătoare avînd în general pentru un același diametru al circuitului hidrodinamic, convertizoare cu diferite caracteristici de absorbție de moment.

În figurile 6 și 7 se prezintă caracteristicile familiilor de convertizoare de 12" produse de firmele ,,Clark" și ,,Rockford".

Trasînd împreună graficele variației momentului absorbit și motor se pot extrage punctele de funcționare în comun, dar același lucru se poate face și analitic. Cu aceste puncte se calculează datele necesare trasării diagramei externe a convertizorului care cuprinde mări-

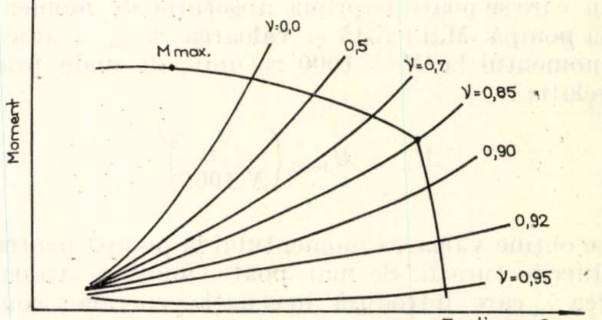


Fig. 4. — Funcționarea unui convertizor transparent cu un motor diesel.

mile absolute de intrare şi ieşire. Faţă de convertizoarele netransparente cele transparente au următoarele avantaje :

— Pierderile de putere sînt mai mici, în special în zona alunecărilor mari (convertizoarele se descarcă brusc în zona alunecării relative egale cu unitatea) (fig. 3).

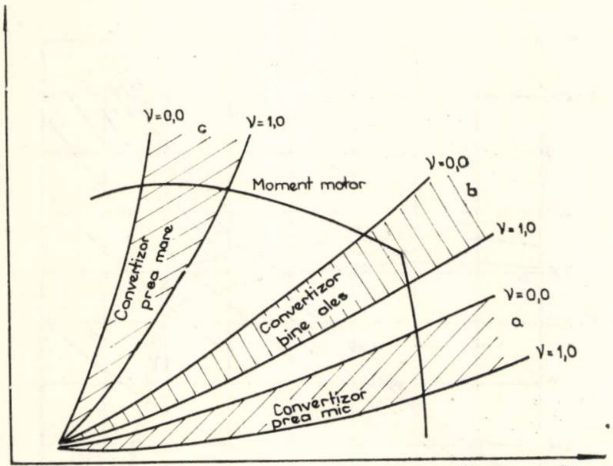


Fig. 5. — Funcţionarea unui motor diesel cu diferite convertizoare.

— Se poate folosi într-o oarecare măsură elasticitatea motorului (acest din urmă avantaj este exploatat la autoturisme şi autocamioane mai mult decît la tractoare).

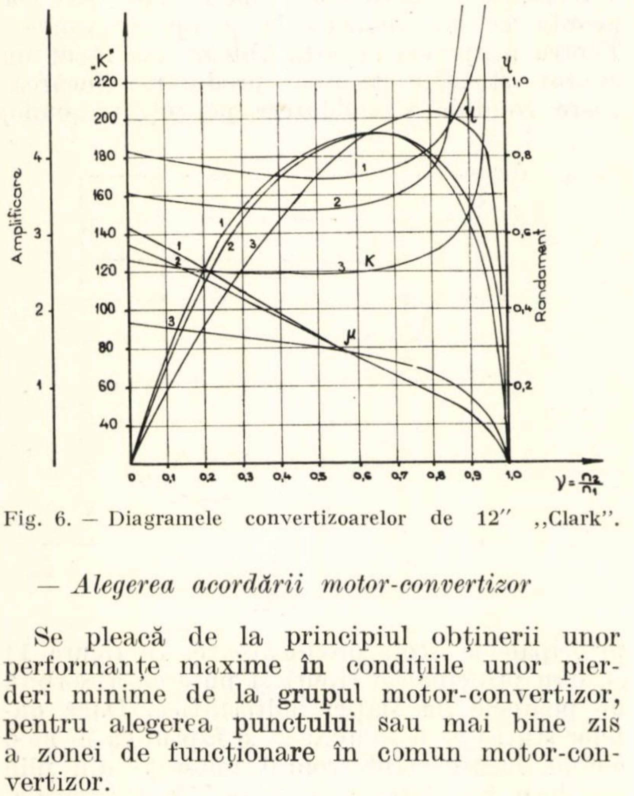


Fig. 6. — Diagramele convertizoarelor de 12" ,,Clark".

— Alegerea acordării motor-convertizor

Se pleacă de la principiul obţinerii unor performanţe maxime în condiţiile unor pierderi minime de la grupul motor-convertizor, pentru alegerea punctului sau mai bine zis a zonei de funcţionare în comun motor-convertizor.

Se enunţă mai multe principii.

Se cere ca funcţionarea în comun motor-convertizor să se facă pentru puterea maximă în jurul unui randament de 0,8. Dacă se realizează această acordare la randamente mai mici, 0,75 fiind de exemplu o limită acceptabilă, calculul la răcire trebuie atent tratat.

Se cere ca între punctul de acordare pentru alunecarea corespunzînd randamentului de 0,8 şi punctul de acordare pentru turbina blocată să nu existe o diferenţă de turaţie prea mare (300 rot/min la firma ,,Clark") pentru a evita funcţionarea în zona puterilor scăzute. Considerăm că răspunsul asupra corectitudinii punctului de acordare îl poate da în primul rînd analiza pierderilor de putere. În mod practic, cînd se porneşte la realizarea unei transmisii se pleacă de la un motor dat şi se alege unul din convertizoarele existente în producţia firmelor. De aceea fabricanţii de convertizoare oferă o gamă de convertizoare care în general satisfac necesităţile. Prin calculul puterii disipate alegerea unui convertizor poate fi în general bine judecată.

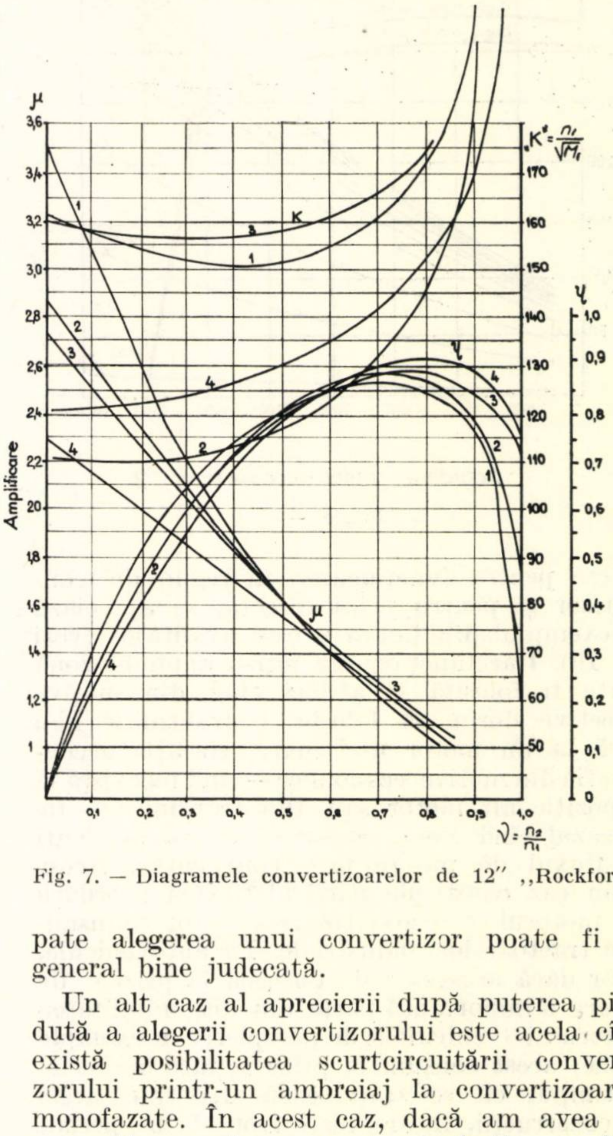


Fig. 7. — Diagramele convertizoarelor de 12" ,,Rockford".

Un alt caz al aprecierii după puterea pierdută a alegerii convertizorului este acela cînd există posibilitatea scurtcircuitării convertizorului printr-un ambreiaj la convertizoarele monofazate. În acest caz, dacă am avea un convertizor netransparent pierderile ar face ca motorul să fie eventual oprit. Dar la convertizoarele transparente valoarea momentului absorbit poate fi atît de mică încît soluţia unui stator fix poate fi preferată soluţiei cu statorul pe cuplaj de mers liber, care este mai complicată.

Pentru a justifica alegerea unui anumit convertizor s-au luat conform cu cele expuse mai înainte, exemple teoretice de conlucrare a unui motor cu două convertizoare de acelaşi diametru, dar avînd capacităţi de absorbţie diferite. Cele două diagrame de conlucrare sînt date în figurile 8 şi 9. Calculînd pierderile de putere pentru funcţionarea în regim de convertizor şi pentru priză directă, se apreciază că exemplul din figura 9 este avantajos (vezi fig. 10). Dar funcţionarea într-o anumită zonă poate fi folosită şi atunci cînd din motive obiective dorim să folosim o transmisie mai mică la un motor mai mare, situaţie acceptată fie din motive economice — cînd nu există la dispoziţie alt motor sau altă transmisie — fie în cazul cînd avem consumatori independenţi de fluxul de putere prin convertizor. Acest ultim caz constituie particularitatea acordării cu motorul a convertizoarelor din transmisiile tractoarelor industriale. La autovehicule, chiar dacă acestea pot consuma la prizele de putere o importantă parte din disponibilitatea motorului (vehiculele de pompieri sînt exemple tipice) acest consum la prize se face în special în timpul cît se staţionează. La tractoarele de construcţii, încărcătoare frontale în special, regimului de împingere maxim îi corespunde o importantă putere consumată la pompele instalaţiei hidrostatice (este situaţia cînd încărcătorul frontal se înfige în grămadă şi concomitent îşi roteşte şi ridică cupa). Cum instalaţia hidrostatică a pompelor absoarbe o mare parte din puterea motorului, convertizoarele tractoarelor industriale se vor acorda la un moment la pompă diminuat. Pentru a aprecia această valoare s-a făcut un studiu statistic pentru produsele (încărcătoare frontale şi buldozere pe roţi şi şenile) principalelor firme producătoare. În figura 11 se dau principalele tipuri şi puterea absorbită de pompele instalaţiei hidrostatice. Dacă datelor statistice li se adaugă şi faptul că în mod curent încărcătorul frontal foloseşte din plin simultan instalaţia hidrostatică şi transmisia, rezultă că acordarea motor-convertizor în acest

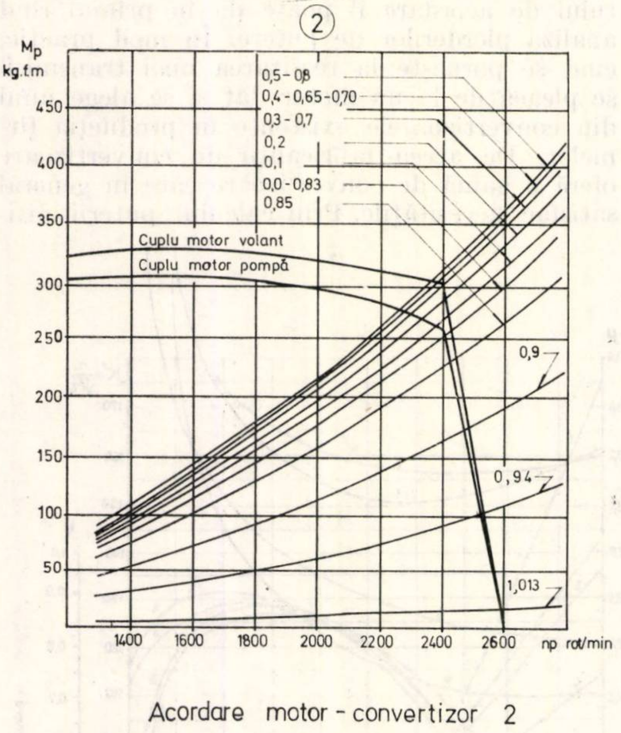


Fig. 8. —

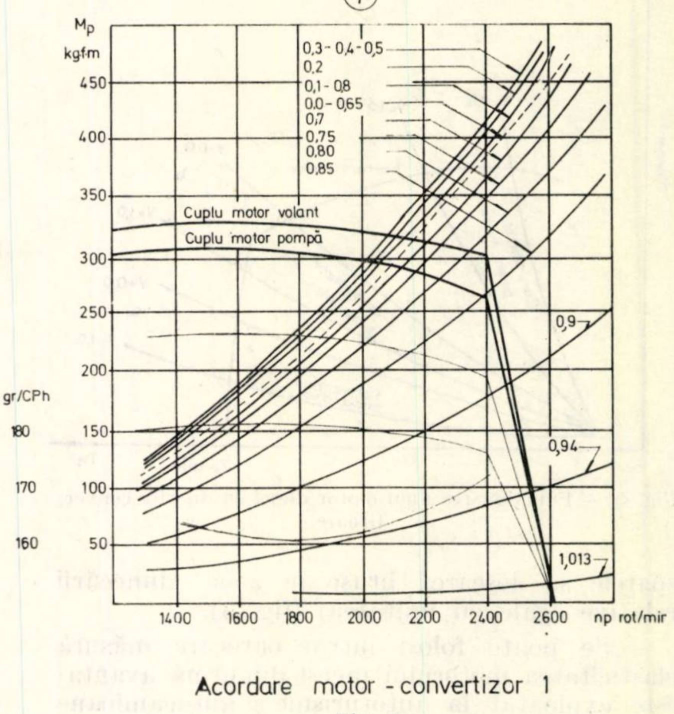


Fig. 9. —

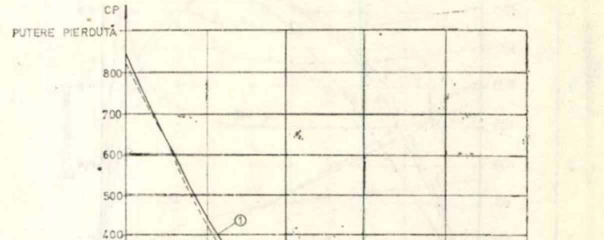


Fig. 10. —

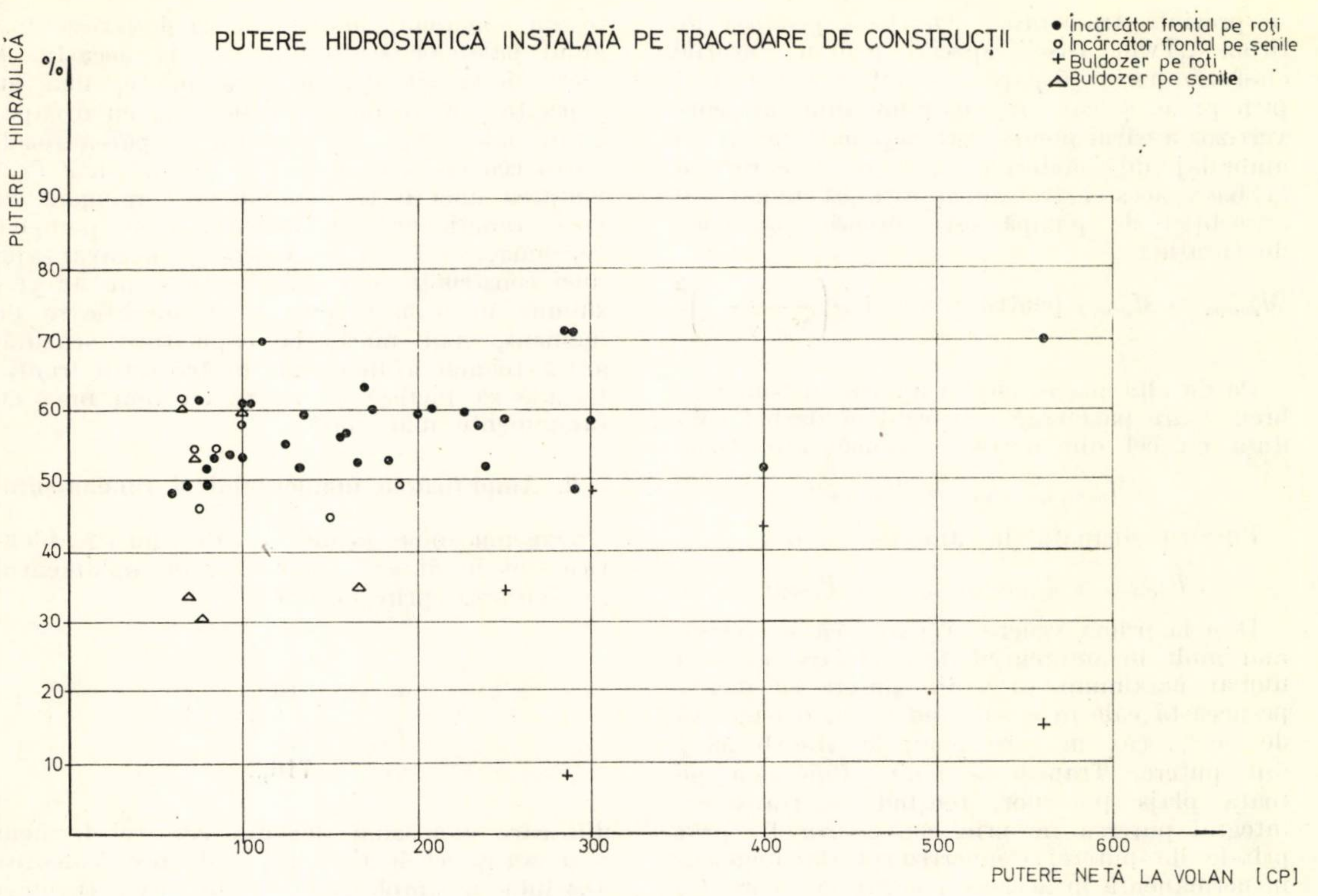


Fig. 11.

caz trebuie făcută în general pornind de la momentul motor diminuat la circa 55 %. Şi în cazul buldozerului, unde însă ponderea folosirii instalaţiei hidrostatice a lamei este mai mică, limitîndu-se la ridicarea lamei cînd prisma de pămînt devine prea mare, momentul se diminuează cu circa 35 %, diminuare după care tehnica de acordare şi principiile ei rămîn aceleaşi. Rezultă că pentru un acelaşi motor şi pentru tractoare diferite se vor alege convertizoare diferite (fig. 12) fie ca diametru fie cu acelaşi diametru dar capacităţi diferite de absorbţie a momentului.

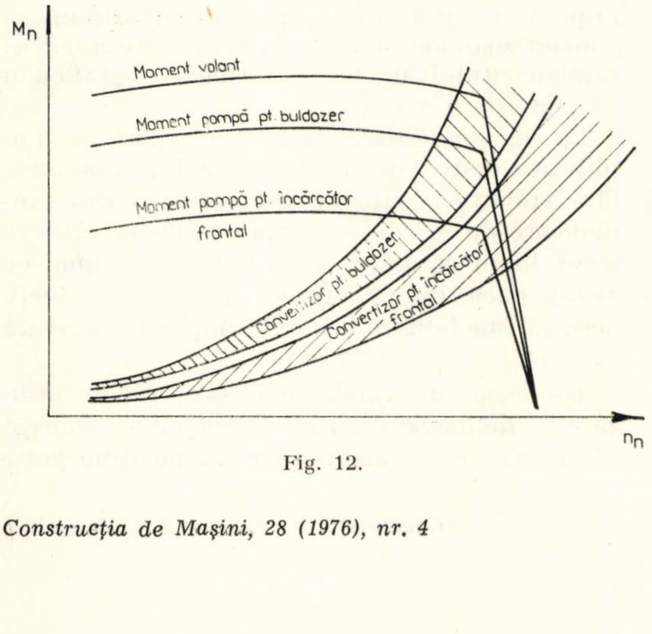

M_n
Moment volant
Moment pompă pt. buldozer
Moment pompă pt. încărcător frontal
Convertizor pt. buldozer
Convertizor pt. încărcător frontal
n_n

Fig. 12.

Cazuri speciale de acordare

Funcţionarea cu consum simultan de putere la pompe şi în transmisie, tipică încărcătoarelor frontale, a găsit şi alte două soluţii de rezolvare pe care le arătăm în continuare. În figura 13

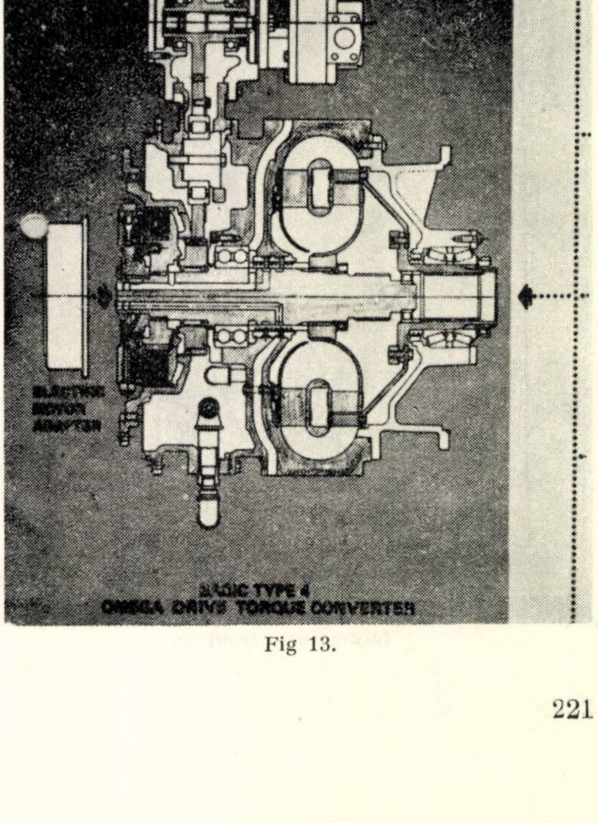

ELECTRIC MOTOR ADAPTER
BASIC TYPE 4
OMEGA DRIVE TORQUE CONVERTER

Fig 13.

se prezintă transmisia „Omega”, produsă de firma „Twin Disc” special pentru cazurile cînd o importantă parte din putere se consumă prin prize, și care se compune dintr-un convertizor a cărui pompă este acționată printr-un ambreiaj de modulare. Principiul care stă la baza acestei transmisii este că momentul absorbției de pompă este funcție pătratică de turație :

$$M_{pompă} = M_{pompă} \text{ pentru } \% \, \nu = 1 \; x \left(\frac{N_1}{N_{pt.\ \nu=1}} \right)^2$$

Pe de altă parte, cuplul apărut într-un ambreiaj care patinează este egal în partea condusă cu cel din partea conducătoare. Deci,

$$M_{motor\ spre\ pompă} = M_{pompă}$$

Puterea disipată în ambreiaj este :

$$P_{disipată} = P_{motor\ spre\ pompă} - P_{pompă}$$

Deși la prima vedere ar părea că se pierde mai mult în ambreiajul de modulare, în final numai maximum 15 % din putere se pierde pe această cale în cazul cînd avem o patinare de 50 %, caz în care pompele absorb 58 % din putere. Transmisia poate funcționa pe toată plaja puterilor, reușind să transmită integral puterea fie prin convertizor fie prin prizele de putere. Convertizorul ales lucrează în permanență în aceleași condiții de acordare.

O altă rezolvare o constituie transmisia firmei „Allison”, prezentată sub numele de „Variable Input Power”. Un convertizor de acest gen reușește ca prin deplasarea unui piston comandat hidrostatic să-și varieze unghiul paletelor statorului și prin aceasta să ofere două situații de funcționare, una cu capacitate mare de absorbție, una cu o capacitate mică (fig. 14). Soluția ar părea rezolvarea cea mai elegantă și ar permite atît dezvoltarea unei forțe maxime de împingere cît și o funcționare avantajoasă cînd pompele consumă, dacă nu ar exista și dezavantajul unei construcții mai complicate și nu ar presupune în același timp și o amplificare de moment, mai mică, la capacitate scăzută, adică tocmai atunci cînd încărcătorul frontal trebuie să lucreze la viteze cît mai mici cu randamente mai mari.

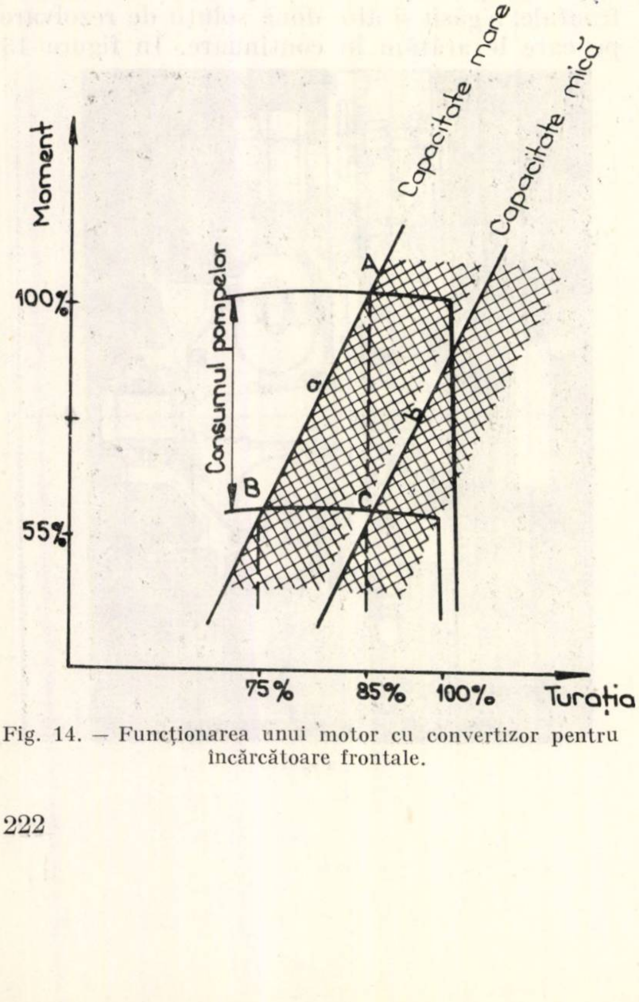


Fig. 14. — Funcționarea unui motor cu convertizor pentru încărcătoare frontale.

2. Amplificarea momentului și randamentul

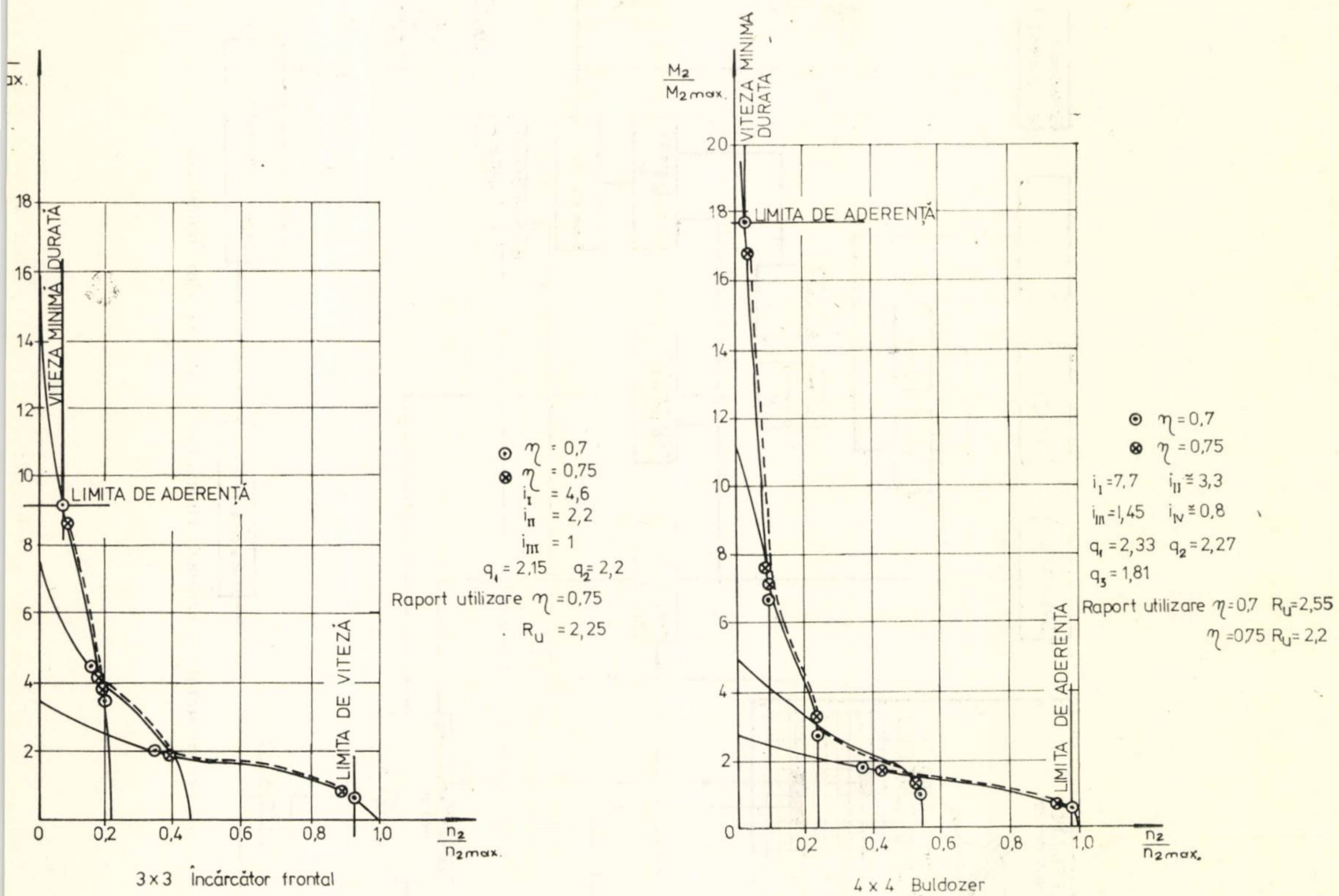
Din nou două noțiuni, care deși nu sînt identice sînt în directă legătură, căci randamentul se definește prin formula :

$$\eta = \frac{P_{turbină}}{P_{pompă}} = \frac{\dfrac{N_2 \cdot M_2}{716{,}2}}{\dfrac{N_1 \cdot M_1}{716{,}2}} = \nu \cdot \mu$$

din care cunoscînd doi din cei trei termeni ν, μ sau η, cel de-al treilea se deduce. Valoarea absolută a amplificării la blocarea turbinei nu este chiar atît de importantă pe cît ar părea. Rar se atinge valoarea forței de tracțiune, apărută la blocarea turbinei din motive de aderență. Mai mult chiar, nici nu se recomandă acest lucru, ci din motive de pierderi de putere se leagă valoarea forței de tracțiune limitate de aderență de un randament minim acceptabil de obicei la 0,7. Cînd alegem schema cinematică a unui tractor trebuie să ținem cont de aceasta. După cum se știe, coeficientul de aderență nu este o valoare fixă, iar această valoare se poate depăși : tractorul lucrînd cu ruperea aderenței, trebuie să limităm această situație de funcționare dacă vrem să nu avem neplăceri cu răcirea. Totuși amplificarea mare implică o altă caracteristică importantă a convertizoarelor, și anume panta mare a curbei randamentului în partea stîngă a graficului din figurile 6 sau 7.

La un convertizor avînd un raport de amplificare mare vom putea lucra la viteze mici fără riscurile legate de funcționarea sub randamente de 0,7 de exemplu. Se poate observa acest lucru și din figurile 6 și 7. Rămîne de văzut dacă din condițiile specifice de lucru această funcționare la viteze mici este necesară sau nu.

Tot legat de randament, raportul de utilizare se definește drept raportul între alunecările pentru care randamentul se menține peste o anumită valoare. Funcţie de utilizare această valoare poate fi de 0,7 sau chiar mai mult de 0,75. Cum din motive de bilanţ al pierderilor de putere trebuie să se evite funcţionarea sub randamentul de 0,7 (eventual 0,75), rezultă direct raţia etajării cutiei de viteze, legată direct de raportul de utilizare. Raţia în cutia de viteze se ia în cel mai rău caz egală cu raportul de amplificare dar mai ales la buldozere mai mici decît acestea. Raţia mai mică şi implicit un număr mai mare de trepte în cutia de viteze la buldozer rezultă din condiţiile de funcţionare. Buldozerul funcţionează împingînd tot timpul aproape de limita de aderenţă cursele active înainte, deci permanent înspre randamentul minim acceptabil, lucrează în diferite soluri şi din motive de productivitate are şi viteze de lucru diferite, există deci interesul de a lucra la randamente cît mai bune. Spre deosebire de acesta, încărcătorul frontal lucrează un timp mai scurt la sarcinile maxime, şi are şi curse frecvente cu sarcină mai mică, răstimp în care temperatura în sistemul de răcire are timp să scadă. Un exemplu de etajare a cutiei de viteze pentru cele două cazuri de utilizare se dă în figura 15. Datele statistice confirmă parţial cele afirmate dar numai la firme cu un volum al producţiei de o asemenea mărime încît considerentele de unificare şi de preţ să nu fie hotărîtoare. Pentru a efectua etajarea unei cutii de viteze în analiză intră foarte mulţi factori, iar în concluzie studiul recomandă pentru această operaţie schema logică din figura 16 (vezi p. 224).



3 × 3 Încărcător frontal

4 × 4 Buldozer

Fig. 15. — Etajarea unor cutii de viteze pentru tractoare industriale.

3. Concluzii

Acordarea motor-convertizor trebuie să se bucure de o deosebită atenţie, atît în aprecierea corectă a momentului net la pompă cît şi în alegerea punctelor de funcţionare în comun. În cazuri strict necesare, cînd nu dispunem de alt motor sau de alt convertizor, pentru o acordare optimă s-ar putea aplica o treaptă de reducere sau amplificare a turaţiei la pompă, deşi soluţia implică complicaţii constructive, mărirea transmisiei şi riscurile legate de vibraţiile torsionale. Pe de altă parte, etajarea cutiei de viteze este o operaţie complexă, la care trebuie să se aibă în vedere toţi factorii, dar care în ultimă instanţă este strîns legată de convertizor.

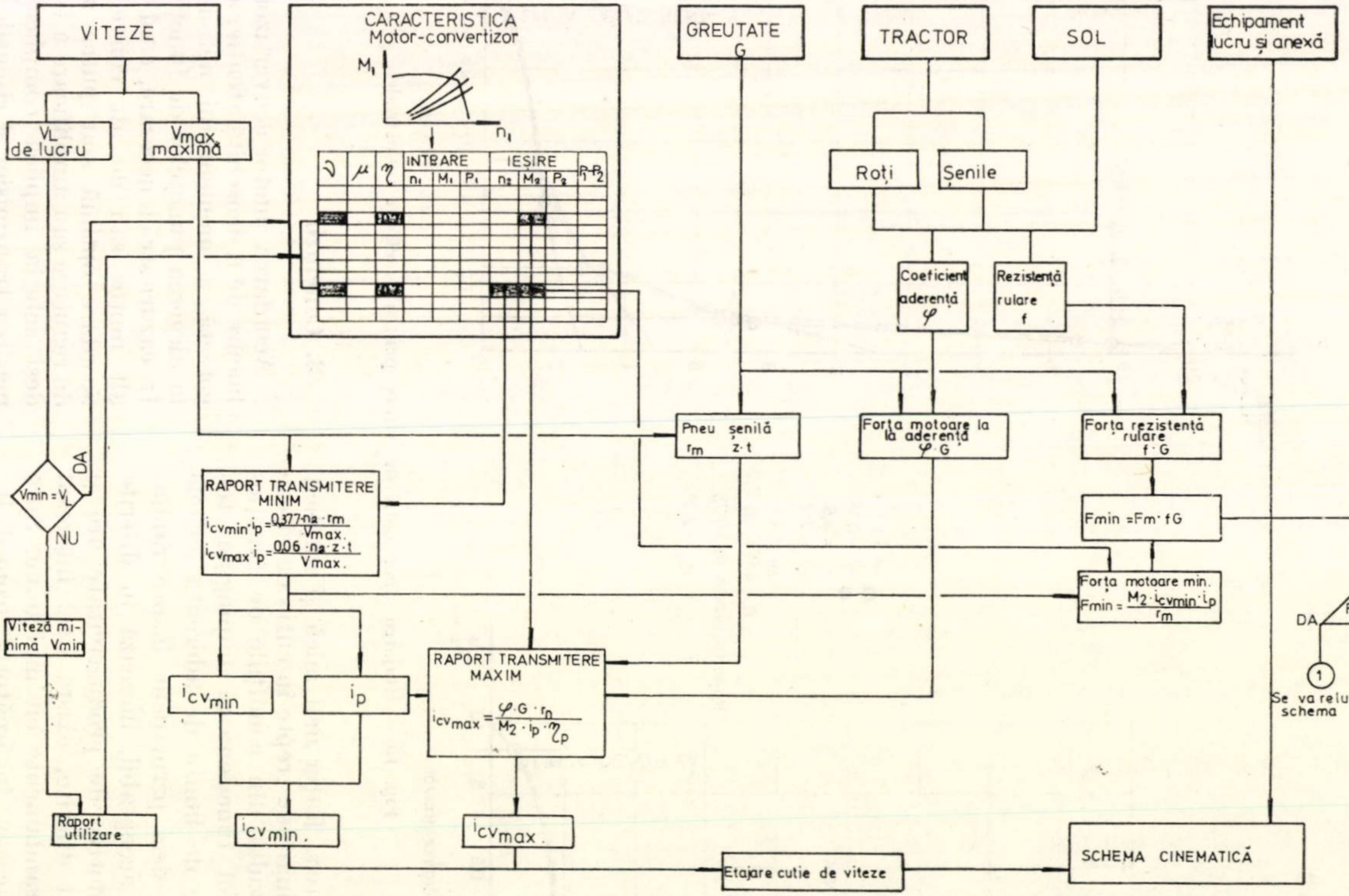

VITEZE
V_L de lucru
V_{max} maximă
CARACTERISTICA Motor-convertizor
M_1
n_1
ν
μ
η
INTRARE
n_1
M_1
P_1
IEȘIRE
n_2
M_2
P_2
P_1-P_2
GREUTATE G
TRACTOR
SOL
Echipament lucru și anexă
Roți
Șenile
Coeficient aderență φ
Rezistență rulare f
Pneu r_m
șenilă $z \cdot t$
Forța motoare la la aderență $\varphi \cdot G$
Forța rezistență rulare $f \cdot G$
$F_{min} = F_m \cdot fG$
Forța motoare min. $F_{min} = \frac{M_2 \cdot i_{cv min} \cdot i_p}{r_m}$
$F_{min} \leq 0$
DA
NU
1
Se va relua schema
2
Bine
$V_{min} = V_L$
DA
NU
Viteză minimă V_{min}
RAPORT TRANSMITERE MINIM
$i_{cv min} \cdot i_p = \frac{0{,}377 \cdot n_2 \cdot r_m}{V_{max.}}$
$i_{cv max} \cdot i_p = \frac{0{,}06 \cdot n_2 \cdot z \cdot t}{V_{max.}}$
$i_{cv min}$
i_p
RAPORT TRANSMITERE MAXIM
$i_{cv max} = \frac{\varphi \cdot G \cdot r_n}{M_2 \cdot i_p \cdot \eta_p}$
Raport utilizare
$i_{cv min.}$
$i_{cv max.}$
Etajare cutie de viteze
SCHEMA CINEMATICĂ

Fig. 16. — Schemă logică pentru stabilirea schemei cinematice a tractoarelor industriale.

CZ: 621-88; 631.372

Contribuție privind criteriile tipizării elementelor de cuplare din transmisia tractoarelor

Ing. Al. VĂTĂȘAN – ICPAT-Brașov

Acest articol se referă la criteriile dezvoltării unor serii tipizate de ambreiaje multidisc, element caracteristic transmisiilor cu întreruperea și restabilirea fluxului de putere sub sarcină. La contextul sarcinilor actuale de creare a unor familii de tractoare de mare randament și cu o înaltă competitivitate, problema transmisiilor cu schimbarea treptelor de viteze sub sarcină ocupă un loc de primă importanță. Elementele cheie în aceste transmisii sînt de regulă ambreiajele multidisc, cu ajutorul cărora se realizează întreruperea fluxului de putere și restabilirea lui în altă treaptă de viteze sau chiar cu sensul de deplasare schimbat. Cele două mari sarcini pe care le are de îndeplinit un ambreiaj multidisc sînt:

— transmiterea unui anumit moment de torsiune, caracteristic regimurilor permanente de lucru;

— transformarea energiei mecanice în energie calorică, caracteristică regimurilor de pornire, schimbare de viteze, inversare a sensului de deplasare, regimuri în care ambreiajul patinează.

Momentul de torsiune transmis stă la baza dimensionării mecanice a ambreiajului, iar energia prelucrată în timpul patinării stă la baza dimensionării termice. Problemele dimensionării mecanice sînt în general cunoscute și nu prezintă dificultăți speciale. Se vor analiza în continuare aspecte ale dimensionării termice.

În timpul procesului de patinare a ambreiajului, cît timp durează mișcarea cu turații diferite a discurilor t_a, cantitatea de căldură dezvoltată este:

$$Q = \int_0^{ta} M\cdot\omega\cdot dt \qquad (1)$$

M este momentul transmis de ambreiaj;
ω — turația părții conduse a ambreiajului.

Introducînd o serie de ipoteze simplificatoare și anume:

— momentul transmis de ambreiaj de o valoare constantă,
— momentul rezistent la partea condusă, constant,
— turația părții conducătoare, constantă,
— turația părții conduse variind liniar cu timpul,

valoarea integralei va fi:

$$Q = \frac{J\cdot\Delta(\omega^2)}{2}\cdot\frac{M_a}{M_a \pm M_r} \qquad (2)$$

în care: J este momentul de inerție redus la axul ambreiajului, care se poate calcula cu formula:

$$J = J_0 + \frac{J_1}{i_1^2} + \frac{J_2}{i_1^2} + \ldots + \frac{mr^2}{i_{tot}^2}$$

J_0, J_1, J_2 sînt momentele de inerție ale maselor în rotație de pe axul ambreiajului și următoarele axe ale transmisiei;
$i_1, i_2 \ldots i_{tot}$ — rapoartele de transmitere ale axelor următoare față de axul ambreiajului;
m — masa de translație;
r — raza roții motoare;
$\Delta(\omega^2)$ — variația pătratului turației axului condus;
M_a — momentul de torsiune redus la axul ambreiajului care servește la accelerarea maselor inerțiale;
M_r — momentul de torsiune rezistent, redus la axul ambreiajului.

Semnul plus se aplică în cazul încetinirii și semnul minus în cazul accelerării.

În cazul în care nu se ia în considerare momentul rezistent, expresia se simplifică și devine:

$$Q = \frac{J\cdot\Delta\cdot\omega}{M} \qquad (3)$$

Menținînd aceleași ipoteze simplificatoare, durata procesului de patinare are expresia:

$$t = \frac{J\cdot\Delta\,\omega}{M} \qquad (4)$$

Cunoscînd elementele de mai sus precum și frecvența cuplărilor, se poate trece la dimensionarea termică a ambreiajului, cu luarea în considerare a etapelor în care are loc transmiterea căldurii către mediul exterior:

a) prelucrarea căldurii în masa discurilor,
b) transmiterea căldurii de la discuri la uleiul de răcire,
c) convecția uleiului,
d) transmiterea căldurii de la ulei la peretele carcasei,
e) transmiterea căldurii prin peretele carcasei,
f) transmiterea căldurii de la peretele carcasei la aer,
g) convecția aerului.

Ne vom limita la prima fază, a preluării căldurii în masa discurilor, pentru cazul discurilor din oţel fără canale pentru ulei.

Folosind raţionamentul lui Hasselgruber (1), se poate arăta că într-un disc din mijlocul pachetului care constituie ambreiajul căldura dezvoltată prin frecare pe cele două feţe ajunge simultan la mijlocul grosimii discului (fig. 1).

Notînd cu 21 grosimea discului şi cunoscînd durata procesului de patinare t, se poate aplica criteriul de similitudine caracteristic conducţiei nestaţionare a căldurii, criteriul Fourier *) :

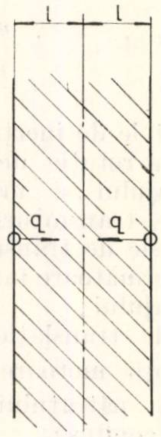


Fig. 1. Propagarea căldurii spre interiorul discului (raţionamentul Hasselgruber).

$$F_0 = \frac{a \cdot t}{l^2} \tag{5}$$

în care a este coeficientul de difuzivitate a temperaturii pentru oţel

$$a = 1{,}45 \cdot 10^{-5}\,\frac{\mathrm{m}^2}{\mathrm{s}}$$

În cazul dezvoltării unei familii tipizate pe baza unui model iniţial de ambreiaj, ale cărui performanţe au fost testate şi găsite mulţumitoare, o cale avantajoasă este păstrarea neschimbată a momentului de torsiune transmis. Prin aceasta se menţin neschimbate toate elementele legate de momentul de torsiune (diametrele pieselor, forţa arcurilor) şi se modifică doar numărul şi grosimea dimensiunilor, pentru a prelua o cantitate modificată de căldură.

Considerăm pentru simplificare că există două cazuri de utilizare a ambreiajului :

— cazul 1 cu antrenarea momentului de inerţie J_1 şi
— cazul 2 cu antrenarea momentului de inerţie J_2,

rămînînd neschimbată variaţia de turaţie $\Delta_{\omega 1} = \Delta_{\omega 2}$ precum şi toate celelalte elemente legate de dimensionarea ambreiajului (în cele ce urmează indicii 1 şi 2 arată apartenenţa la cele două cazuri).

Durata patinării se va schimba în raportul :

$$\frac{t_2}{t_1} = \frac{J_2}{J_1} = K \tag{6}$$

şi cantitatea de căldură dezvoltată se va schimba în acelaşi raport.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = K \tag{7}$$

Prima redimensionare care trebuie făcută este modificarea numărului z de discuri, pentru a avea aceeaşi cantitate de căldură pe unitatea de suprafaţă :

$$\frac{z_2}{z_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = K \tag{8}$$

Pentru a menţine similare condiţiile de preluare a căldurii în masa discurilor şi a avea deci garanţia că rezultatele vor fi aceleaşi ca pe modelul experimentat trebuie ca numărul Fourier să se menţină neschimbat şi deci să fie modificată grosimea discurilor în proporţia :

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt{\frac{t_2}{t_1}} = \sqrt{K} \tag{9}$$

Prin aceasta, grosimea totală a pachetului de discuri

$$L = 2z \cdot l$$

se va modifica în raportul

$$\frac{L_2}{L_1} = K \tag{10}$$

Exemplu practic

S-au obţinut rezultate experimentale foarte bune cu un ambreiaj constituit din nouă perechi de discuri cu grosimea de 2,5 mm, momentul de inerţie al agregatului antrenat fiind de 0,8 kg·m². Se cere creşterea grosimii discurilor şi a lungimii pachetului de discuri pentru a realiza preluarea căldurii în aceleaşi condiţii, pentru antrenarea unui agregat cu un moment de inerţie de 1,02 kg · m².

Rezolvare

Raportul K este $\frac{1{,}02}{0{,}8} = 1{,}27$

$$\frac{l_2}{l_1} = \sqrt{1{,}27} = 1{,}13 \qquad l_2 = 2{,}8 \text{ mm}$$

$$\frac{L_2}{L_1} = 1{,}27^{3/2} = 1{,}44 \qquad L_2 = 62 \text{ mm}$$

---

*) Al doilea criteriu de similitudine al lui Biot nu are aplicabilitate în cazul de faţă, deoarece în momentul strict al patinării nu există practic conducţie de suprafaţă.

Tabelul 1

Noua grosime a discurilor (21_2), la diverse valori ale factorului K şi ale vechii grosimi (21_1)

21_1 K	0,8	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2.8	3	3,2	3,4	3,6	4
0,6	0,620	0,775	0,930	1,085	1,240	1,395	1,550	1,705	1,860	2,015	2,170	2,325	2,480	2,635	2,79	3,100
0,7	0,670	0,837	1,004	1,172	1,339	1,507	1,674	1,841	2,009	2,176	2,344	2,511	2,678	2,846	3,013	3,348
0,8	0,715	0,894	1,073	1,252	1,430	1,609	1,788	1,967	2,146	2,324	2,503	2,682	2,861	3,040	2,18	3,576
0,9	0,759	0,949	1,139	1,329	1,518	1,708	2,898	2,088	2,278	2,467	2,657	2,847	3,037	3,227	3,416	3,796
1	0,1	1	1,2	1,4	1,6	1,8	2	2,2	2,4	2,6	2,8	3	3,2	3,4	3,6	4
1,1	0,839	1,049	1,259	1,469	1,678	1,888	2,098	2,308	2,518	2,727	2,937	3,147	3,357	3,567	3,776	4,196
1,2	0,876	1,095	1,314	1,533	1,752	1,971	2,190	2,409	2,628	2,847	3,066	3,285	3,504	3,723	3,942	1,380
1,3	0,912	1,140	1,368	1,596	1,824	2,052	2,280	2,508	2,736	2,964	3,192	3,420	3,648	3,876	4,104	4,560
1,4	0,946	1,183	1,430	1,656	1,893	2,129	2,366	2,603	2,839	3,076	3,312	3,549	3,786	4,022	4,259	4,732
1,5	0,980	1,225	1,470	1,715	1,960	2,205	2,450	2,695	2,940	3,185	3,430	3,675	3,920	4,165	4,410	4,900

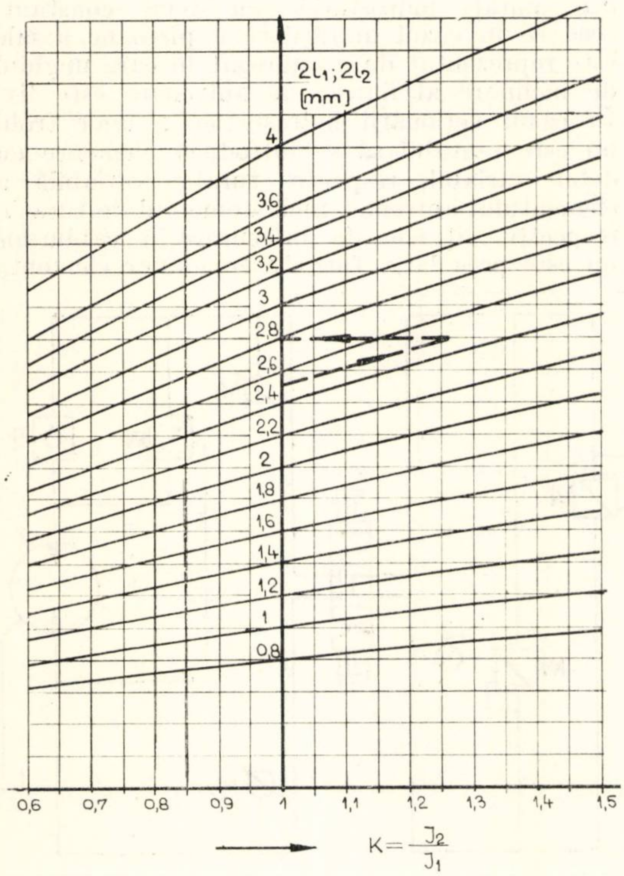


Fig. 2. Variaţia grosimii noi a discului (2_{12}) în funcţie de factorul K.

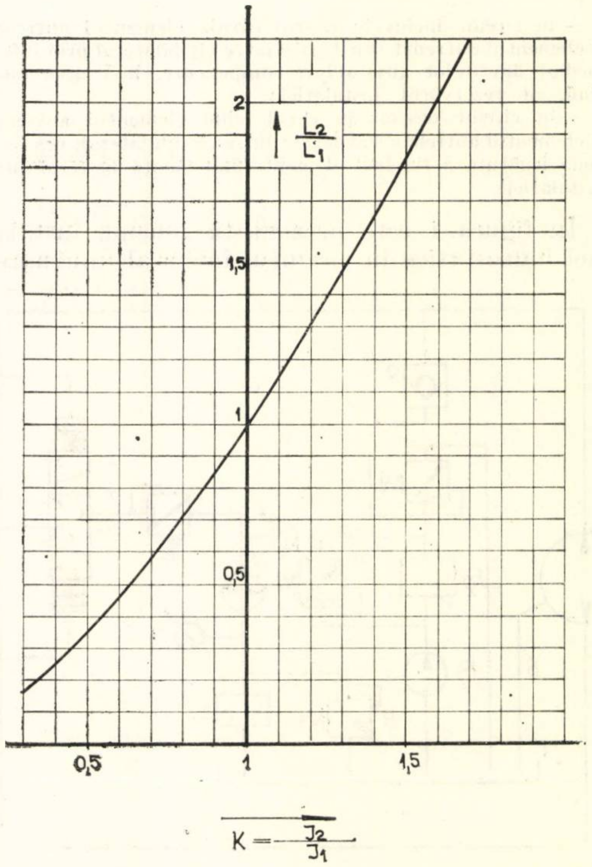


Fig. 3. Variaţia grosimii pachetului de discuri în funcţie de factorul K.

Pentru practică sînt utile tabelul 1 şi diagramele de variaţie a grosimii discurilor şi a grosimii pachetului de discuri în funcţie de coeficientul K, diagrame prezentate în figurile 2 şi 3 (în figura 2 este figurat cu linie punctată modul de găsire a grosimii discului pentru exemplul practic dat mai înainte).

Concluzii

Analizînd prima etapă a preluării căldurii în pachetul de discuri al unui ambreiaj, rezultă indicaţii utile pentru dezvoltarea de serii tipizate pe baza unor modele unice. Astfel, se realizează importante economii, cea mai mare parte a experimentărilor fiind efectuate pe modele unice, şi se evită totodată efectele nedorite ce ar putea rezulta din nerespectarea criteriilor de similitudine.

BIBLIOGRAFIE

1. *Hasselgruber, H.* : Temperaturberechnungen für mechanische Reibkupplungen. Editura Fr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1958.
2. *Vlădea, I.* : Tratat de termodinamică tehnică şi transmiterea căldurii. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1974.
3. * * * : Catalogul 1973 al firmei ,,Prodan Helmut Bohne'' KG 7131 Gärtrigen/Württ. RFG.
4. * * * : Buletine informative ale firmei ,,Hoerbiger & Co.'' 8920 Schöngau, R.F.G.

CZ ; 621.863/.864 ; 621-82

Trolii cu acţionare hidrostatică

Ing. George **TOGĂNEL** – ICPAT – Braşov

În tehnica actuală a acţionărilor este tot mai frecventă necesitatea realizării unor acţionări la distanţă, în cadrul cărora elementul antrenor şi elementul antrenat să nu fie legate între ele prin ansambluri mecanice. Din această categorie de acţionări fac parte şi cele hidrostatice.

În principiu un agregat cu acţionare hidrostatică poate fi conceput în două moduri distincte şi anume :

— în circuit închis în cadrul căruia elementul antrenor şi elementul antrenat sînt legate între ele bilateral prin intermediul diferitelor ansambluri componente, însă necomunicînd cu rezervorul instalaţiei ;

— în circuit deschis în cazul cînd elementul antrenor şi elementul antrenat sînt legate între ele unilateral, cea de-a doua legătură a fiecărui element fiind făcută la rezervorul instalaţiei.

În figura 1 este prezentată schema instalaţiei hidrostatice în circuitul închis al unui agregat complex care cuprinde o diversitate de elemente hidraulice şi conferă următoarele avantaje :

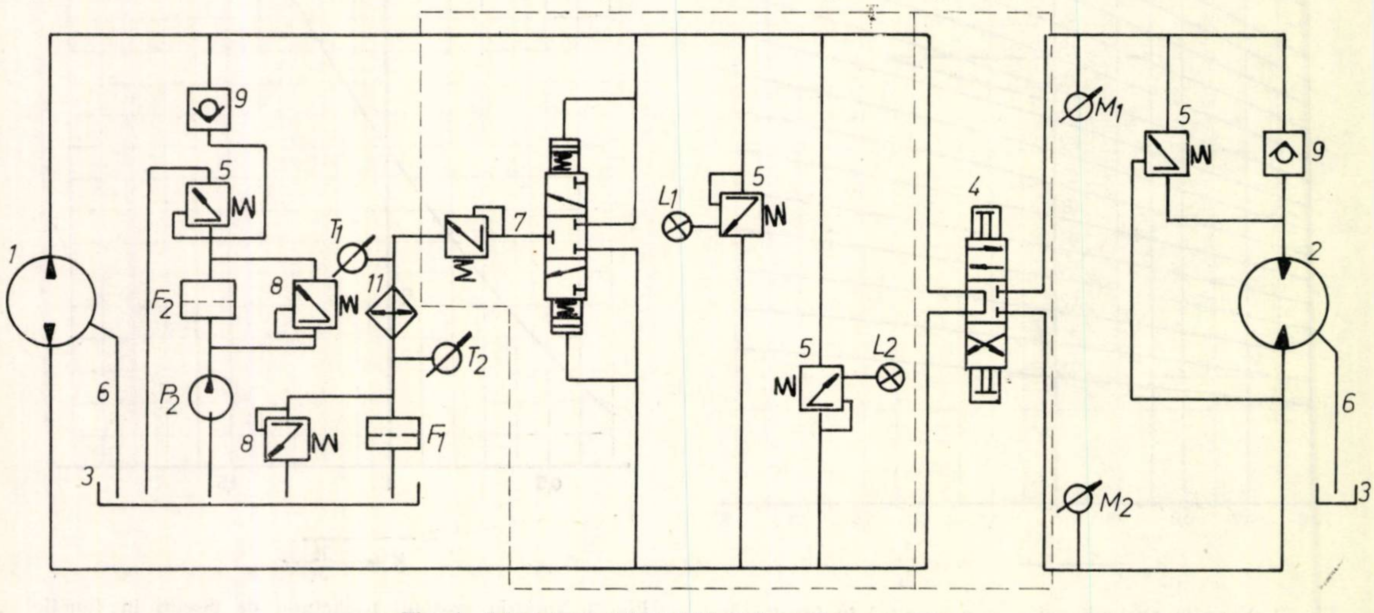


Fig. 1. Schema unei instalaţii hidrostatice complete

1. pompă hidrostatică ; 2. motor hidrostatic ; 3. rezervor de ulei ; 4. distribuitor ; 5. supapă de siguranţă ; 6. drenaj ; 7. supapă de improspătare ; 8. supapă de scurt circuite ; 9. supapă de sens ; 10. radiator ; p_2. pompă de alimentare ; F_1,F_2. filtre de ulei ; T_1, T_2. termometre ; M_1, M_2. manometre ; L_1, L_2. lămpi de semnalizare.

— realizarea unui domeniu mare de turaţii cuprins între turaţia minimă de funcţionare stabilă a unităţilor hidrostatice şi turaţia maximă în circuit închis care este mai mare decît turaţia nominală ;

— compensarea pierderilor de debit prin intermediul blocului de alimentare, ceea ce realizează constanţa debitului şi un randament mai ridicat al instalaţiei ;

— posibilitatea răcirii uleiului în cazul unui regim de solicitare excesiv ;

— blocarea posibilităţii reversării mişcării ;

— semnalizarea stărilor de funcţionare anormală a instalaţiei.

În figura 2 este prezentată schema instalaţiei hidrostatice în circuit deschis, de altfel adoptată pentru acţionarea troliului, şi care are următoarele avantaje :

— simplitatea instalaţiei care realizează toate funcţiunile impuse ;

— protecţia contra suprasarcinilor.

În schemele prezentate atît elementul antrenor cît şi elementul antrenat sînt constituite din unităţi hidrostatice cu debit constant, ceea ce în cazul unităţilor cu pistoane axiale este reprezentat de un agregat în care unghiul de înclinare al flanşei de antrenare este fix. În cazul acţionării hidrostatice a unor trolii nu este rentabil să se introducă elemente cu debit variabil, respectiv turaţie variabilă a elementului antrenat, încît domeniul de turaţii, respectiv vitezele de înfăşurare a cablurilor nu este prea larg. Introducerea unor elemente

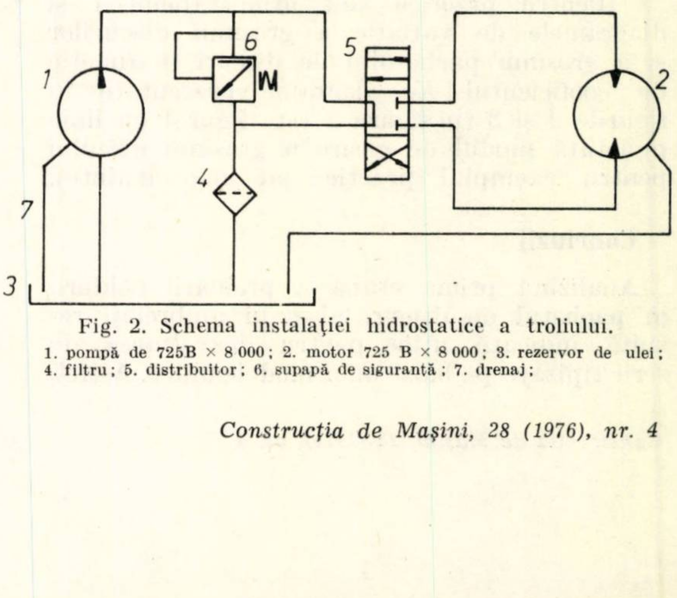


Fig. 2. Schema instalaţiei hidrostatice a troliului.

1. pompă de 725B × 8 000 ; 2. motor 725 B × 8 000 ; 3. rezervor de ulei ; 4. filtru ; 5. distribuitor ; 6. supapă de siguranţă ; 7. drenaj ;

cu debit, turația variabilă devine necesară numai în cazul în care este impusă o viteză absolut constantă de înfășurare a cablului, și în acest caz agregatul de reglare a turației trebuie comandat de către agregatul depanator al troliului.

Descrierea instalației hidrostatice și a troliului

A fost solicitată proiectarea unui troliu care să realizeze următoarele performanțe :

— forța de tracțiune $F_t = 10\,000$ kgf ;
— viteza de înfășurare $v = 10$ m/min.

S-a adoptat schema instalației de acționare a troliului prezentată în figura 2 și schema cinematică a reductorului prezentată în figura 3.

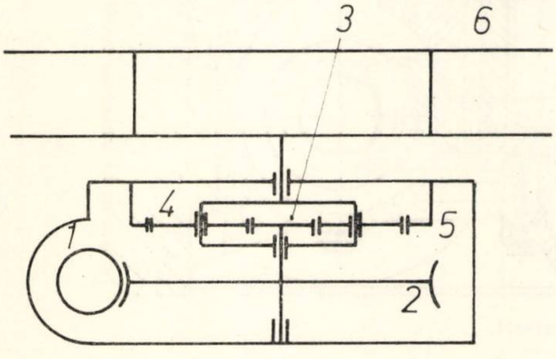


Fig. 3. Schema cinematică a reductorului troliului

1. melc $z_1 = 1$; 2. roată melcată $z_2 = 34$; 3. roată solară $z_3 = 12$; 4. satelit $z_4 = 18$; 6. tambur pentru cablu.

Pornind de la datele impuse și din considerente constructive, s-au adoptat următoarele elemente componente :

● Pompa și motorul hidrostatic sînt unități cu pistoane axiale de 725 B × 8000 S fabricate la Intreprinderea mecanică — Plopeni cu următoarele caracterstici :

— capacitatea $v = 106{,}6$ cm^3/rot ;
— presiunea nominală $p_n = 150$ kgf/cm^2 ;
— turația nominală $n_n = 1450$ rot/min ;
— debitul nominal $Q_n = 154$ l/min ;
— momentul $M = 25{,}5$ kgf · m ;
— puterea pentru presiunea $p_n = 150$ kgf/cm^2 ; $P = 51$CP ;
— turația maximă în circuitul deschis $n_{max} = 1450$ rot/min.

● Reductorul troliului este un reductor mecanic construit din două reductoare și anume :

— un reductor cu melc roată melcată cu raport de transmitere $i = 1 : 34$;
— un reductor planetar cu coroană fixă cu raport de transmitere $i = 1 : 5$.

Raportul global de transmitere al reductorului este de 1 : 170.

● Rezervorul de ulei al instalației cu o capacitate de 30 l, prevăzut cu un filtru de ulei în circuitul de retur.

● Conductele de drenaj ale unităților hidrostatice sînt legate la rezervor.

● Distribuitorul hidraulic cu trei poziții, din care una fixă și două comandate și anume :

— poziția neutră în care motorul hidrostaticnu este cuplat și nu se rotește :
— poziția de acționare directă : motorul hidraulic se rotește în sens direct ;
— poziția de acționare nversă : motorul hidraulic se rotește în sens invers.

Distribuitorul hidraulic este echipat cu o supapă de siguranță reglată la presiunea nominală a unităților hidrostatice, care are rolul de a decupla rotirea motorului hidrostatic în cazul apariției unor suprasolicitări.

● Elementele de legătură : conducte rigide și flexibile, nipluri și racoarde.

Funcționarea instalației

După cuplarea elementului de antrenare al pompei hidrostatice (de exemplu priză de putere) se creează un circuit hidraulic între rezervor-pompa hidrostatică-distribuitorul și filtrul rezervor. Uleiul este recirculat în acest circuit atît timp cît maneta de comandă, respectiv sertarul distribuitorului hidraulic, este în poziția neutră. Presiunea din sistem are valoarea corespunzătoare rezistențelor hidraulice din circuit. După comutarea manetei de comandă a distribuitorului cu una din pozițiile de acționare se creează un circuit hidraulic între rezervor-pompă hidrostatică-distribuitor-motor hidrostatic-distribuitor-filtru-rezervor.

În funcție de poziția manetei de comandă a distribuitorului, motorul hidrostatic se rotește în sens direct sau invers, realizînd înfășurarea sau desfășurarea cablului. În cazul înfășurării cablului care tractează o sarcină cu valoarea pînă la sarcina nominală, presiunea în circuit (pînă la intrarea în motorul hidrostatic) este funcție de mărimea sarcinii tractate, însă nu poate depăși presiunea nominală pentru care a fost reglată supapa de siguranță a distribuitorului. În cazul cînd sarcina este mai mare decît cea nominală circuitul hidraulic constituit se întrerupe, iar în supapa de siguranță — făcînd legătura între distribuitor și rezervor — uleiul nu mai realizează rotirea motorului hidrostatic. Desfășurarea cablului este împiedicată prin realizarea condiției de autoblocare a angrenajului melcat.

Încercarea instalației

Instalația unui troliu cu acționare hidrostatică în schema din figurile 2 și 3 a fost realizată fizic pe autocamionul de teren 12 215 DFAEM, al cărui prototip a fost executat în cadrul ICPAT. În principal, troliul montat pe autocamionul 12 215 DFAEM are ca scop realizarea următoarelor scopuri :

— despotmolirea autocamionului din teren greu prin ancorarea cablului de un punct fix și înfășurarea cablului pe tambur în cazul că solul nu permite realizarea unei aderențe suficiente pentru deplasare ;

— despotmolirea altor mijloace pe roţi împotmolite în teren greu prin ancorarea lor cu cablul troliului, autocamionul cu troliu fiind împiedicat să se deplaseze;

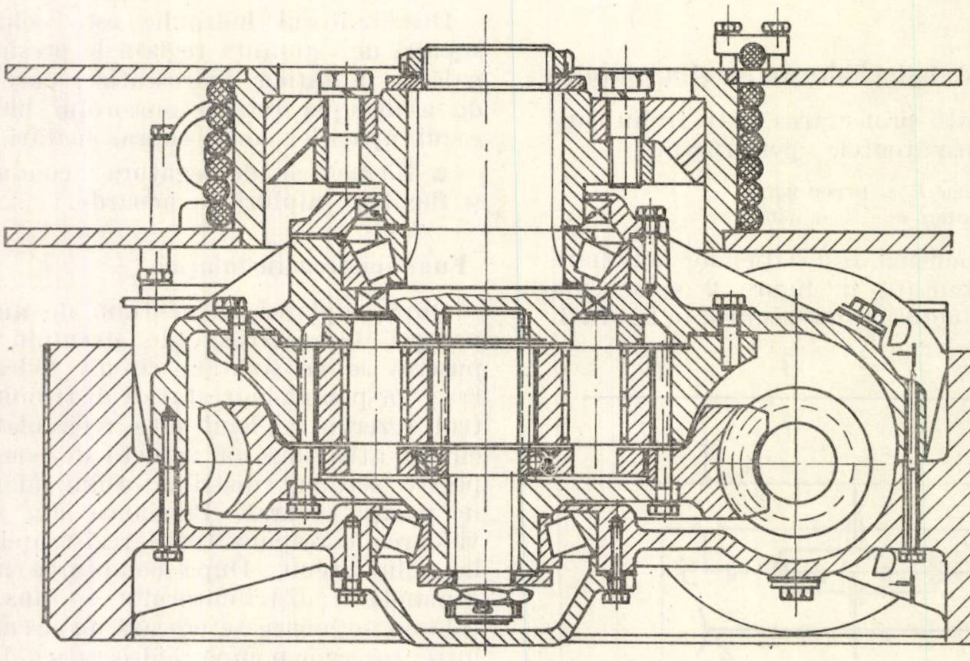


Fig. 4. Secţiune transversală.

— tractări de sarcini.

Troliul montat pe autocamionul 12 215 DFAEM şi încercat în cadrul încercărilor de omologare ale prototipului a realizat următorii parametri:

— forţă de tracţiune maximă de 10 tf (reglată prin supapa de siguranţă pentru o presiune de lucru de 150 ± 10 kgf/cm^2);

— viteză de înfăşurare a cablului fără sarcină de 13,5 m/min;

— randamentul volumetric al instalaţiei hidrostatice de 0,94.

În cadrul încercărilor autocamionului 12 215 DFAEM de deplasare în teren greu acesta a fost despotmolit cu ajutorul troliului din toate situaţiile de împotmolire realizate.

Gamă de trolii pe baza unităţilor cu pistoane axiale fabricate în R S România

În prezent Intreprinderea mecanică – Plopeni execută în licenţă de la firma „Birminghaus" (RFG) o gamă de unităţi hidrostatice cu pistoane axiale, compusă din tipodimensiunile (unităţi nereglabile) prezentate în tabelul 1. Considerînd că vitezele de deplasare ale sarcinilor tractate în mod curent sînt cuprinse între valorile v de 8–15 m/min şi admiţînd un ran-

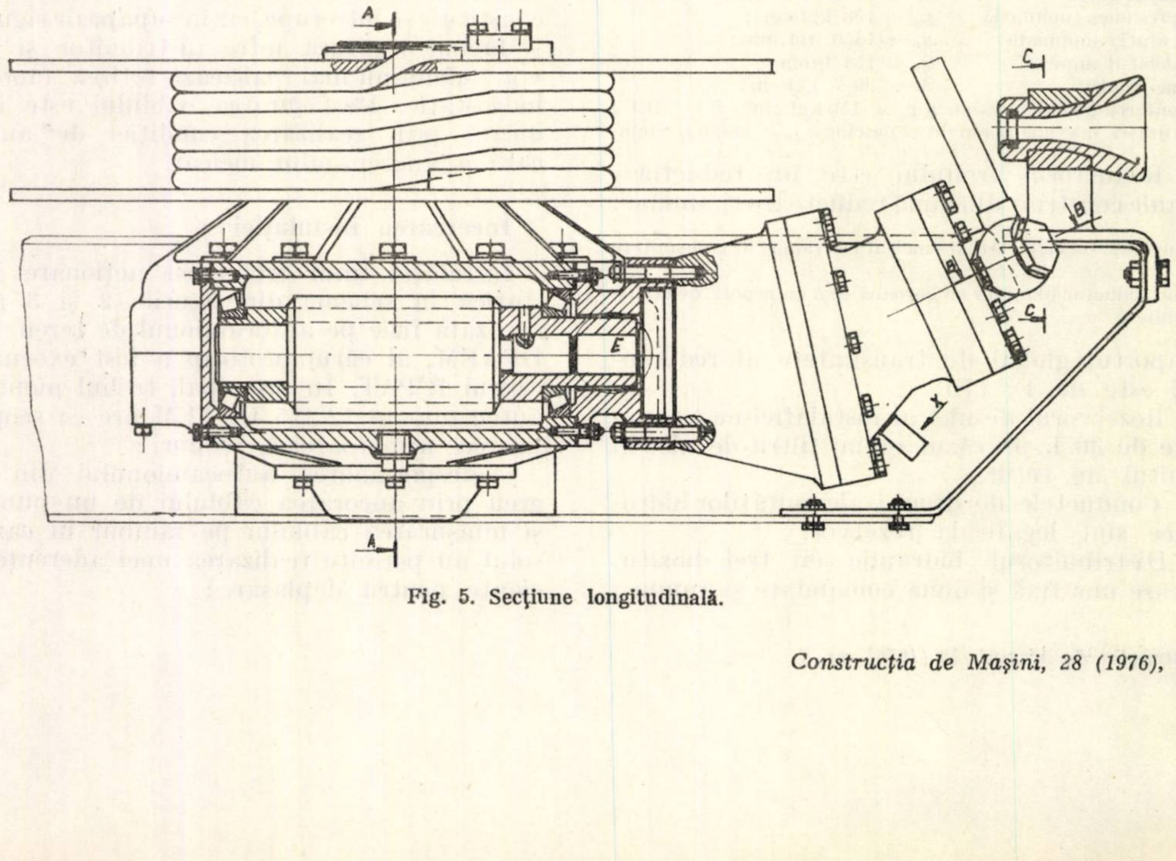


Fig. 5. Secţiune longitudinală.

dament total al instalației de 0,8, se poate determina forța de tracțiune ce s-ar realiza utilizînd tipodimensiunile de unități hidrostatice menționate în tabelul 1 (schema instalației fiind realizată în circuit deschis).

Tabelul 1

Model	Presiunea nominală kgf/cm²	Turația nominală rot/min	Debit nominal l/min	Puterea nominală CP	Moment kgfm
712 B × 8000	150	1450	17	5,5	2,8
716 B × 8000	150	1450	40	13,0	6,7
720 B × 8000	150	1450	78	26,0	13,1
725 B × 8000	150	1450	154	51,0	25,5
732 B × 8000	150	970	220	76,0	56,2

Forța de tracțiune ale cărei valori sînt cuprinse în tabelul 2 se calculează cu formula:

$$F_t = \frac{4500\ \eta \cdot P}{V}$$

unde:

F_t este forța de tracțiune (kgf);
η — randamentul instalației;
P — puterea nominală a unității hidrostatice (CP).

În funcție de forța de tracțiune astfel calculată se alege diametrul cablului și diametrul minim al tamburului d_t pe care se înfășoară cablul (în cazul că din considerente constructive acestea trebuie să aibă anumite valori, acestea vor fi impuse). Valorile acestuia sînt de asemenea cuprinse în tabelul 2.

Cunoscînd forța de tracțiune și diametrul tamburului se determină momentul la începutul înfășurării, considerînd însă și că diametrul mediu de înfășurare al spirelor are valoarea

$$d_m = 1,5\ dt$$

Se poate calcula momentul rezistent aplicat la tambur în timpul înfășurării M_R. Valorile acestuia sînt înscrise în tabelul 2. Pe baza acestor valori și a valorilor momentului furnizat de unitățile hidrostatice (din tabelul 1) se poate determina un raport de transmitere al momentelor calculate după formula:

$$i_M = \frac{M_R}{\eta \cdot M}.$$

Valorile raportului de transmitere a momentului sînt cuprinse tot în tabelul 2.

Luînd ca bază valorile obținute anterior pentru diametrul tamburului D_T, se poate calcula turația tamburului pentru vitezele de deplasare ale sarcinii considerate ($v = 8$ — — 15 m/min) și în funcție de aceasta se determină un raport de transmitere a turației ale cărui valori sînt prezentate în tabelul 3.

Comparînd valorile obținute pentru raportul de transmitere a momentului (tabelul 2) și raportul de transmitere a turației (tabelul 3) se poate observa că există un domeniu în care valorile raportului de transmitere coincid. Pornind de la acest domeniu de suprapunere, se poate determina o gamă de trolii cu acționare hidrostatică care să realizeze un domeniu destul de larg de tracțiune, în ideea că viteza de deplasare a sarcinii se păstrează între valorile de 8 și 15 m/min (tabelul 4).

Tabelul 2

Unitatea hidrostatică	F_t $v=8$ m/min	kgf $v = 15$ m/min	D_T $v = 8$ m/min	mm $v = 15$ m/min	M_R $v = 8$ m/min	kgfm $v = 15$ m/min	I_M $v = 8$ m/min	$v = 15$ m/min
712 B × 8000	2450	1300	119	85	210	82	75	29,3
716 B × 8000	5850	3100	187	136	820	315	123	47,0
720 B × 8000	11700	6250	289	204	2500	950	192	72,5
725 B × 8000	23000	12200	391	289	6700	2650	260	104
732 B × 8000	34000	18200	476	340	12000	4600	214	82

Tabelul 3

Unitatea hidrostatică	D_T $v = 8$ m/min	mm $v = 15$ m/min	n_T $v = 8$ m/min	rot/min $v = 15$ m/min	n rot/min	i_n $v = 8$ m/min	$v = 15$ m/min
712 B × 8000	119	85	20,0	56	1450	72,5	25,9
716 B × 8000	187	136	13,6	35	1450	107	41,5
720 B × 8000	289	204	8,8	23,4	1450	160	62
725 B × 8000	391	289	6,5	16,5	1450	223	88
732 B × 8000	476	340	5,3	14,0	970	181	69

Tabelul 4

Unitate hidrostatică	i		F_t	
712 B × 8000	29,3	72,5	1300	2370
716 B × 8000	47	107	3100	5100
720 B × 8000	72,5	160	6250	9750
725 B × 8000	104	223	12200	19700
732 B × 8000	82	181	18200	28800

Concluzii

Din analiza datelor prezentate în tabelele 2, 3 și 4, reies următoarele:

— În ideea că se urmărește utilizarea eficientă a puterii disponibile a unităților hidrostatice trebuie să existe o corelare a parametrilor impuși care să permită realizarea acestui scop și anume a forței de tracțiune și a vitezei de deplasare a sarcinii.

— În cazul că se pleacă de la elemente constructive existente (de exemplu: reductor existent cu un anume raport de transmitere, dimensiuni de gabarit în care trebuie să ne limităm) sau de la parametri necorectați, atunci se va admite abaterea de la ideea utilizării eficiente a unităților hidrostatice.

— Diferitele abateri de la continuitatea dependenței existente între forța de tracțiune, raportul de transmitere și viteza de deplasare a sarcinii se pot înlătura prin utilizarea unor instalații în circuit închis care lărgesc domeniul turațiilor unităților hidrostatice sau prin utilizarea unor unități hidrostatice reglabile, la care în funcție de unghiul de înclinare al flanșei de antrenare față de axa corpului pistonului se pot obține parametri variabili.

Ca și în cazul general al acționărilor hidrostatice acționarea hidrostatică a unor trolii prin intermediul unor unități hidrostatice conferă următoarele avantaje funcționale:

— pornirea și oprirea instalațiilor se poate face sub acțiunea momentului rezistent maxim, fără a pune în pericol siguranța funcționării;

— manevrarea sarcinilor este îmbunătățită datorită caracteristicii transmisiei hidrostatice pentru care viteza este practic independentă de moment;

— durabilitatea elementelor raportată la timpul total de funcționare crește, întrucît numai la înfășurare (tractarea sarcinii) este necesar cuplul maxim, în celălalt sens trebuind să fie învinse numai frecările;

— realizarea unor scheme simple se poate face fără elemente hidraulice numeroase și complicate.

* * *

CZ: 621.1.869.238.2

Studii și cercetări în vederea realizării unor axe directoare pentru semiremorci de mare tonaj

Ing. Cezar **IOANID** – ICPAT – Brașov

Realizarea osiilor directoare sau autodirectoare la autotrenurile de mare tonaj și de lungime mare a fost impusă de necesitatea ca aceste autotrenuri să se înscrie în viraje cu rază exterioară de maximum 12 m și o suprafață inelară acoperită de vehicul cu o lățime nu mai mare de 5,5 m. Respectarea parametrilor culoarului de virare creează posibilitatea circulației autotrenului și în orașe vechi, cu străzi înguste, și facilitează accesul la rampele de încărcare-descărcare. De asemenea, ca o consecință a orientării osiilor în viraje se micșorează alunecările pneurilor, reducînd în mod considerabil uzura lor. Sînt țări ca de exemplu R. F. Germania, unde aceste condiții sînt legiferate încă din anul 1969. Cele arătate mai sus au făcut ca majoritatea noilor construcții de semiremorci de tonaj și lungime mare să fie echipate cu osii directoare sau autodirectoare, iar o altă gamă de soluții constructive să fie patentate.

Iată cîteva exemple de soluții constructive realizate în prezent.

1. Osie autodirectoare a firmei „Otto Sauer"(fig.1)

Semiremorca este prevăzută cu două osii, din care ultima este autodirectoare. Construcția se caracterizează printr-un fel de piridoc, al cărui rulment este deplasat față de osie în direcția de mers și înclinat cu aproximativ

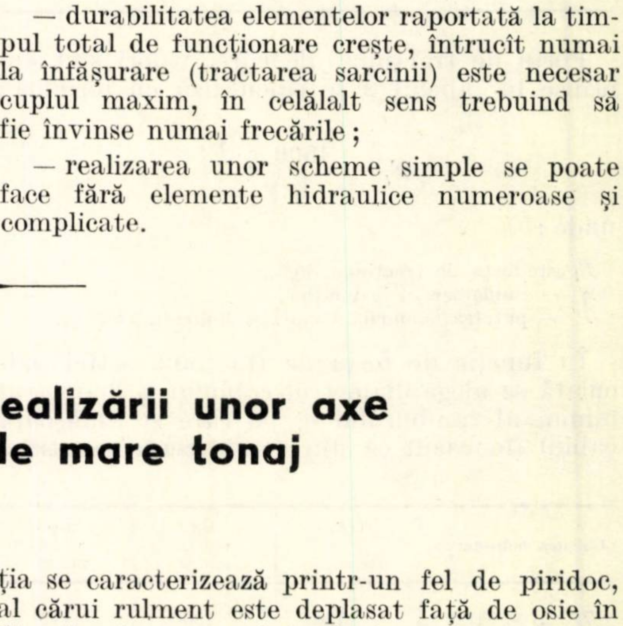


Fig. 1

2° spre spate. Rulmentul mai este prevăzut cu un stabilizator de direcție, care constă dintr-o camă împinsă de un cilindru pneumatic spre un profil special, sistem care cedează numai la intrarea în viraj unde acționează forțele laterale. La mers înapoi există un sistem de blocare a osiei.

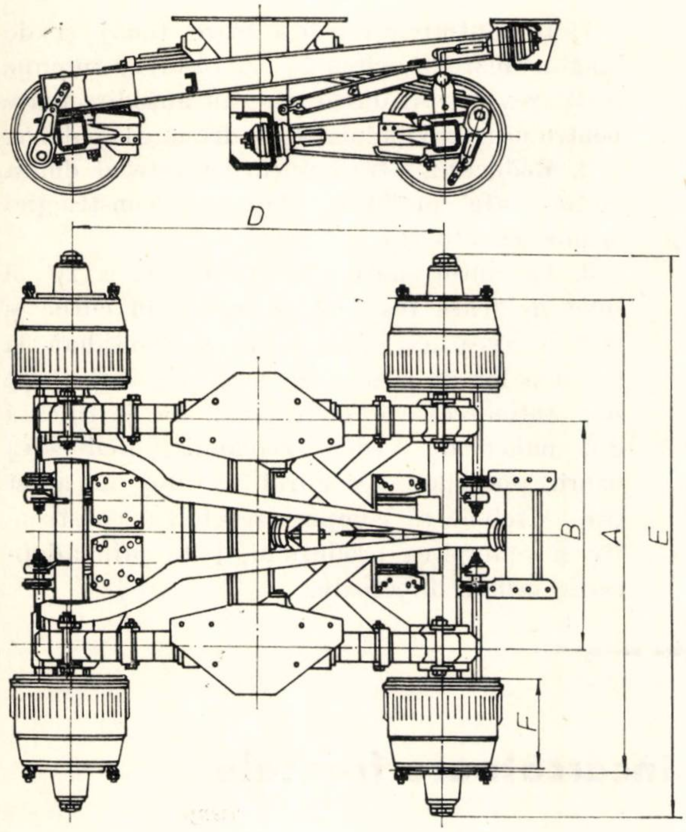


Fig. 2

2. Tandem autodirector al firmei „Bergische Achsenfabrik" sistem Schmitz (fig. 2)

Tandemul autodirector sistem Schmitz se folosește de aderența dintre pneuri și drum pentru a se pune pe direcție. Osiile sînt prinse de șasiul semiremorcii prin intermediul unor pîrghii fixate în niște lagăre de cauciuc. Arcurile în partea centrală sînt îmbrăcate într-o carcasă cu astfel de formă încît să poată urmări atît mișcarea laterală cît și pe cea verticală a osiilor. Capetele arcurilor alunecă pe săniile de pe osii. Unghiul mijlociu maxim pe care îl realizează tandemul este de 12°. Agregatul mai este prevăzut cu un sistem de blocare pentru mers înapoi.

Avantaje ale osiilor autodirectoare :

- îndeplinesc condițiile de înscriere în viraj ;
- sînt construcții simple și robuste ;
- micșorează uzura pneurilor.

Dezavantaje :

- stabilitate mai mică la viteze mari față de osiile rigide ;
- manevrabilitate redusă la mersul înapoi.

3. Tandem director al firmei „Hulo" (fig. 3).

Construcția constă dintr-un boghiu care se sprijină prin intermediul unui rulment pe un lagăr oscilant fixat pe șasiul semiremorcii. A doua osie este fixată printr-un rulment pe boghiu, la rîndul său legat printr-un proțap de cîrligul de tracțiune al autotractorului. Capătul proțapului este telescopic, pentru a putea prelua diferențele de lungimi și totodată pentru a limita unghiul de frînare între tractor și semiremorcă.

Avantaje ale sistemului :

- geometrie exactă la mers în curbă atît la mersul înainte cît și la mersul înapoi ;
- uzură redusă la pneuri ;
- stabilitate mărită la viteze mari și la frînare.

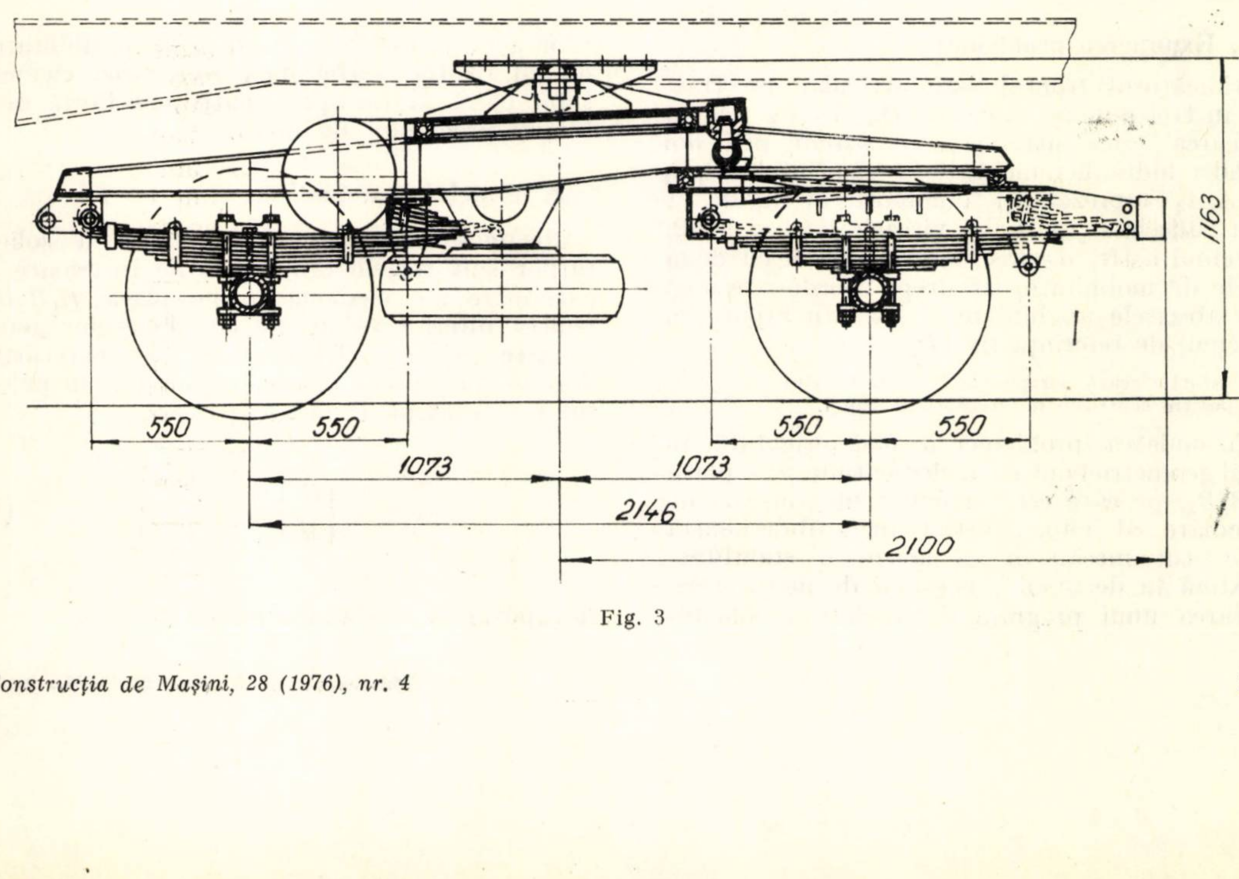


Fig. 3

Dezavantaje :

— construcție complexă.

4. Alte exemple de construcții de osii directoare sau osii autodirectoare.

— Osie directoare acționată cu cablu de către șaua tractorului.

— Osie autodirectoare cu fuzete. Se folosește ca a treia osie după un tandem rigid.

5. Soluția cu axe directoare pentru semiremorca de containere tip 1A (fig. 4).

Construcția constă dintr-un boghiu cu osii rigide ce se sprijină pe șasiul semiremorcii prin intermediul unui rulment, a cărui comandă se face prin intermediul unui sistem de pîrghii comandate de cîrligul de remorcare al tractorului ; proțapul este telescopic, pentru a prelua variațiile de lungime în timpul virărilor. Cinematica construcției este arătată în figura 4.

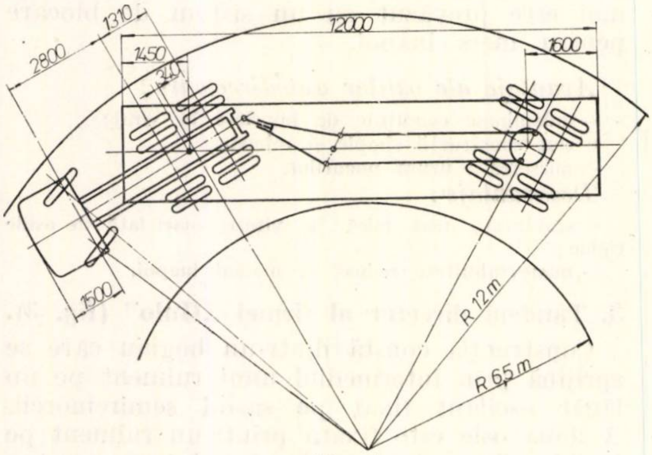


Fig. 4

Concluzii

1. La autotrenurile de mare tonaj și de lungime mare (de circa 15 ... 16 m) se impune realizarea de osii directoare sau autodirectoare pentru ușurarea circulației pe drumurile publice.

2. Reducerea uzurii pneurilor este al doilea factor care justifică adoptarea construcției osiilor directoare.

3. La autotrenurile scurte de circa 10 m lungime (care respectă înscrierea în curbe și fără a avea axe directoare) se consideră că trecerea lor de la axe rigide la axe directoare sau autodirectoare trebuie să fie justificată din punct de vedere economic. Reducerea uzurii pneurilor — singurul avantaj în acest caz — trebuie să compenseze efortul constructiv și scumpirea produsului, ivite prin adoptarea osiilor directoare.

CZ ; 621 – 231 ; 621.869.4

Studiul mecanismului pentru încărcătoare frontale

Dr. Ing. N. **PETRESCU** – ICPAT – Brașov
Dr. Ing. M. C. **TOFAN** – Universitatea – Brașov
Ing. M. **GROVU** – ICPAT – Brașov

1. Expunerea problemei

Ridicătorul frontal este articulat pe tractor în trei puncte fixe : B_2, D_1, A_5 (fig. 1), iar mișcarea este introdusă în sistem prin doi cilindri hidraulici montați pe elementele D_1D_2 și A_5A_4 reprezentați omomorf în figura 1 prin culisele D_2 și A_4 cu vitezele $VR1$ și $VR2$. Sistemul astfel descris este un sistem cu două grade de mobilitate, iar drept coordonate s-au ales abscisele unghiulare (α_1, α_2) în raport cu sistemul de referință fix (B_2 u_0 n_0) ;

α_1 caracterizează poziția plăcii ridicătorului,
α_2 poziția centrului de greutate al cupei.

Formularea problemei a fost orientată în jurul geometriei optime a elementului p — placa $B_1B_2B_3$, pe care este articulat mecanismul de basculare al cupei, astfel încît fibra neutră a acestui mecanism să acuze o **stabilitate maximă** în decursul procesului de lucru. Dezvoltarea unui program de analiză a solicitărilor acestui mecanism a degajat posibilitatea de a-l realiza, astfel încît solicitarea elementului placă să fie aproximativ constantă de-a lungul procesului de lucru.

2. Modelul matematic

Necunoscutele etapei de analiză a solicitărilor sînt forțele din legăturile interioare și exterioare ale elementului pe placa $B_1B_2B_3$, pentru diferite valori ale coordonatelor generalizate (α_1, α_2). Torsorul forțelor exterioare date este cunoscut prin componentele în punctul C — centrul de masă al cupei,

$$\bar{\tau}_c^{Ext} = \begin{Bmatrix} \bar{R} \\ \bar{M}_c \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} H \\ V \\ M_c \end{Bmatrix} \qquad (1)$$

în raportarea la sistemul global ($\bar{u}_0$, $\bar{n}_0$).

Necunoscutele $R_1(B_3 = A_3)$, $R_2(B_1 = A_3)$, $R_3(B_2)$ și $R_4(D_2)$ pe direcția $\bar{u}_8$ sînt organizate în vectorul coloană $\{R\}$ (fig. 2a):

$$\{R\} = \{\{R_1\}^T_{A_0}, \{R_2\}^T_{A_3}, \{R_3\}^T_{B_2}, \{R_4\}^T_{D_2}\}^T \quad (2)$$

și satisfac condițiile de echilibru ale plăcii.

unde $[ROT]_{1,0}$ este rotația de unghi $(\widehat{\bar{u}_1\bar{u}_0})$:

$$[ROT]_{1,0} = \begin{bmatrix} u_1^T \\ n_1^T \\ K^T \end{bmatrix} [\bar{u}_0 n_0 \, K] = \begin{bmatrix} (\bar{u}_0\bar{u}_1) & (\bar{n}_0\bar{u}_1) & 0 \\ (\bar{u}_0\bar{n}_1) & (\bar{n}_0\bar{n}_1) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

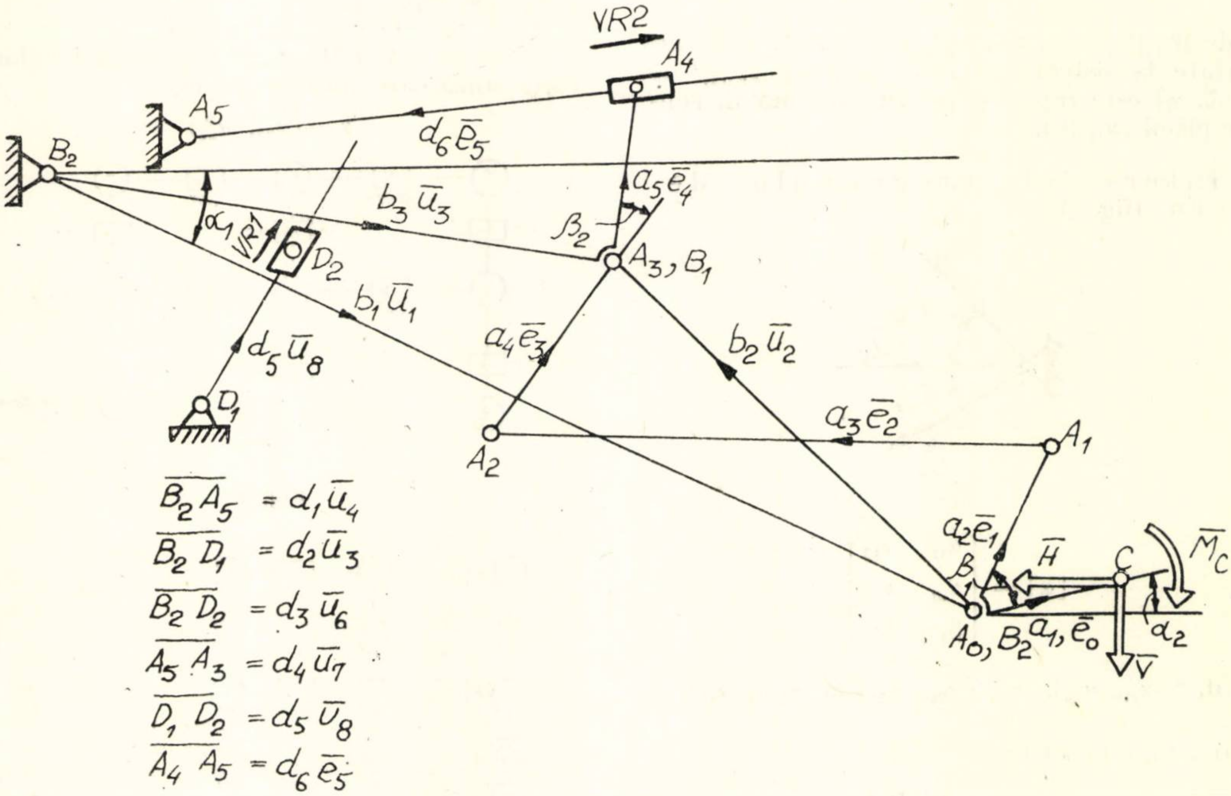

VR2
A_4
A_5
B_2
$d_6\bar{e}_5$
$b_3\bar{u}_3$
$a_5\bar{e}_4$
β_2
α_1
VR1
D_2
A_3, B_1
$b_1\bar{u}_1$
$a_4\bar{e}_3$
$b_2\bar{u}_2$
$d_5\bar{u}_8$
D_1
$a_3\bar{e}_2$
A_1
A_2
$a_2\bar{e}_1$
β_1
$\bar{H}$
C
$\bar{M}_c$
A_0, B_2
$a_1, \bar{e}_0$
α_2
$\bar{V}$
$\overline{B_2A_5} = d_1\bar{u}_4$
$\overline{B_2D_1} = d_2\bar{u}_3$
$\overline{B_2D_2} = d_3\bar{u}_6$
$\overline{A_5A_3} = d_4\bar{u}_7$
$\overline{D_1D_2} = d_5\bar{u}_8$
$\overline{A_4A_5} = d_6\bar{e}_5$

Fig. 1

Soluția problemei este reprezentată în forma:

$$\{R\} = [AK]\begin{Bmatrix} H \\ V \\ M_c \end{Bmatrix} \quad (3)$$

unde matricea $[AK]$ pentru o geometrie dată mecanismului depinde exclusiv de coordonatele (α_1, α_2). Reprezentarea (3) a fost degajată la început în raport cu sistemul de referință global $(\bar{u}_0, \bar{n}_0)$, cunoscută fiind descrierea mecanismului în raport cu acest sistem, dar în final această matrice este raportată la sistemul local al plăcii $p(\bar{u}_1, \bar{n}_1)$.

$$\{R\} \rightarrow [ROT]_{1,0}\{R\}$$

$$\begin{Bmatrix} H \\ V \\ M_c \end{Bmatrix} \rightarrow [ROT]_{1,0} \begin{Bmatrix} H \\ V \\ M_c \end{Bmatrix}$$

$$[AK] \rightarrow [ROT]^T_{1,0}\,[AK]\,[ROT]_{1,0}$$

2.1. Descrierea mecanismului (datele problemei).

Mecanismul este descris geometric în program prin:

1) placă:

$$[B] = [\{b_i\} \,\vdots\, \{\hat{B}_2\}], \quad i = 1,3$$

b_i — laturile, $\hat{B}_i$ — unghiurile opuse laturilor i, coloana cu unghiuri fiind generată în program.

2) mecanismul cupei:

$$\{A\} = \{a_i\}, \ i = 1,5$$

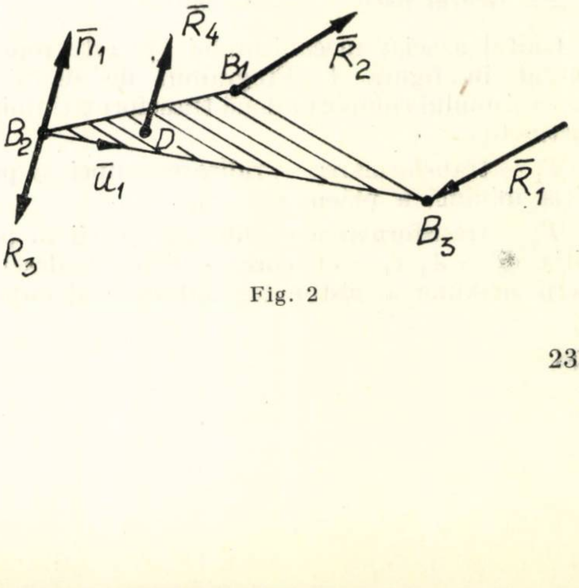

$\bar{n}_1$
$\bar{R}_4$
B_1
$\bar{R}_2$
B_2
D
$\bar{u}_1$
$\bar{R}_1$
B_3
R_3

Fig. 2

avînd drept componente lungimile celor cinci elemente componente ale mecanismului (fig. 1).

3) puncte fixe:

$$[xy] = \begin{bmatrix} \{r_{A5}\}^T \\ \{r_{D1}\}^T \\ \{\rho_{D2}\}^T \end{bmatrix}$$

unde $\{r_{A5}\}^T = \{x,\ y\}_{A5}$, $\{r_{D1}\}^T = \{xy\}_{D1}$ sînt raportate la sistemul fix $(\bar{u}_0,\ \bar{n}_0)$, iar $\{\rho_{D2}\}^T = |\zeta,\ \eta|$ este raportat la sistemul mobil, solidar plăcii $(\bar{u}_1,\ n_1)$.

4) intervalele programului de lucru (fig. 3).

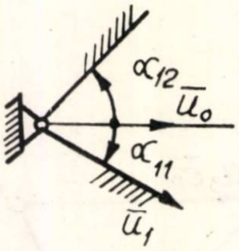

α_{12}
$\bar{u}_0$
α_{11}
$\bar{u}_1$

Fig. 3

$$[\alpha] = \begin{bmatrix} \alpha_{11} & \alpha_{12} \\ \alpha_{21} & \alpha_{22} \\ \beta_1 & \beta_2 \end{bmatrix}$$

$d_1 \in [\alpha_{11},\ \alpha_{12}]$, $\alpha_2 \in (\alpha_{21},\ \alpha_{22}]$ la $\alpha_1 = \alpha_{11}$

5) cinematica:

$$\{VR\} = \begin{Bmatrix} VR_1 \\ VR_2 \end{Bmatrix}$$

Pe baza acestor elemente programul dezvoltat generează pentru fiecare poziție $(\alpha_1,\ \alpha_2)$ matricele coloană $\{u\}$, $\{E\}$ ce definesc direcțiile elementelor conform notațiilor din figura 1.

$$\{u\} = \{\{u_i\}\},\quad i = 1{,}8$$

$$\{E\} = \{\{e_i\}\},\quad i = 1{,}5 \qquad (6)$$

vectorul $\{u\}$ fiind asociat mecanismului plăcii, iar $\{E\}$ mecanismului cupei.

2.2. Graful asociat mecanismului

Graful asociat mecanismului [1] este reprezentat în figura 4. Programul de lucru al mecanismului comportă două transformări finite distincte:

T_1 — transformarea — ridicarea cupei la poziția minimă a plăcii $\alpha_1 = \alpha_{11}$

T_2 — transformarea — ridicarea plăcii în poziția $d_6 = A_5A_4 = \text{ct}$ corespunzătoare deschiderii maxime a pistonului hidraulic al cupei.

Cele două transformări a căror grafuri asociate sînt reprezentate în figurile 5 și 6 sînt descrise în program prin setul de subprograme:

T_1 : FIX
MOBIL (α_{11})
MECAN (α_2), pentru $\alpha_2 \in [\alpha_{21},\ \alpha_{22}]$
$d_6 = d_6\,(\alpha_{11},\ \alpha_{22})$
T_2 : MOBIL (α_1), $\alpha \in [\alpha_{11},\ \alpha_{12}]$
NACEM $(d_6,\ d_1)$, calculînd valorile corespunzătoare poziției cupei.

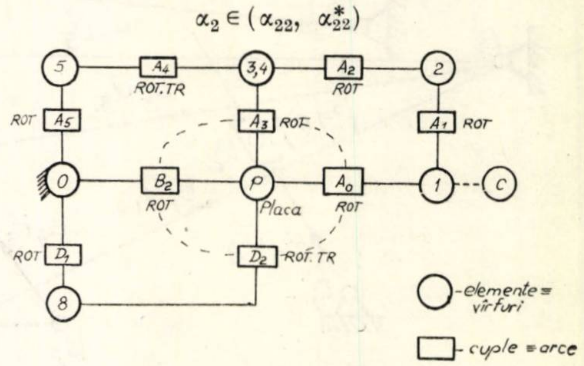

$\alpha_2 \in (\alpha_{22},\ \alpha_{22}^*)$
5
A4
ROT.TR
3,4
A2
ROT
2
ROT
A5
A3
ROT
A1
ROT
0
B2
ROT
P
Placa
A0
ROT
1
C
ROT
D1
D2
ROT.TR
8
-elemente = vîrfuri
- cuple = arce

Fig. 4

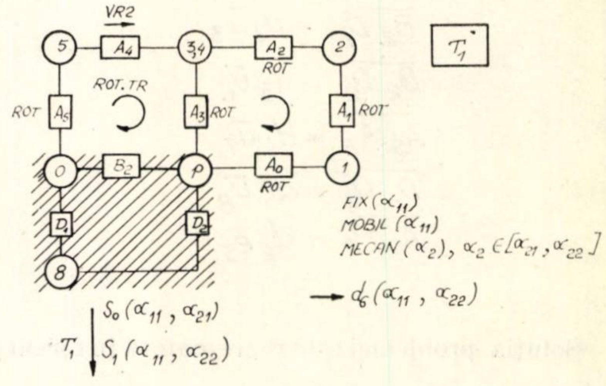

VR2
5
A4
3,4
A2
2
ROT
T_1^*
ROT.TR
ROT
A5
A3
ROT
A1
ROT
0
B2
P
A0
ROT
1
D1
D2
8
FIX (α_{11})
MOBIL (α_{11})
MECAN (α_2), $\alpha_2 \in [\alpha_{21}, \alpha_{22}]$
$\rightarrow d_6(\alpha_{11}, \alpha_{22})$
$S_0(\alpha_{11}, \alpha_{21})$
T_1
$S_1(\alpha_{11}, \alpha_{22})$

Fig. 5

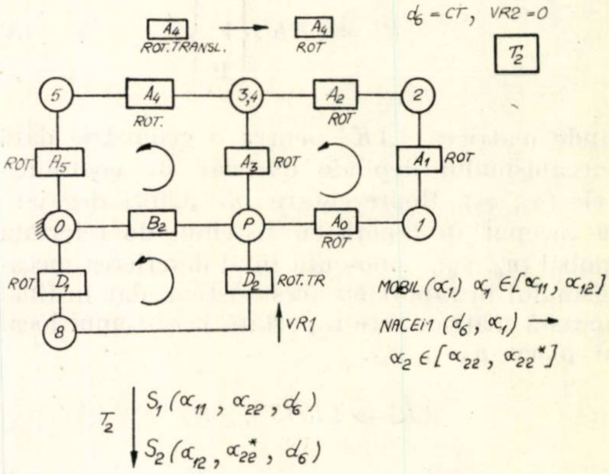

A4
ROT.TRANSL.
A4
ROT
$d_6 = CT$, $VR2 = 0$
T_2
5
A4
ROT.
3,4
A2
ROT
2
ROT
A5
A3
ROT
A1
ROT
0
B2
P
A0
ROT
1
ROT
D1
D2
ROT.TR
VR1
8
MOBIL (α_1) $\alpha_1 \in [\alpha_{11}, \alpha_{12}]$
NACEM $(d_6, \alpha_1) \rightarrow$
$\alpha_2 \in [\alpha_{22}, \alpha_{22}^*]$
T_2
$S_1(\alpha_{11}, \alpha_{22}, d_6)$
$S_2(\alpha_{12}, \alpha_{22}^*, d_6)$

Fig. 6

2.3. Ecuații de condiții cinematice

Pentru determinarea vitezelor și accelerațiilor diferitelor puncte ale elementelor mecanismului analizat, au fost rezolvate ecuaţiile de condiţie cinematică pentru cele două transformări T_1, T_2.

Viteze:

$$\omega_8 x\overline{D_1D_2} + \bar{V}_{rel}^{p,8} + \varpi p x\overline{D_2B_2} = 0$$

$$\varpi_p x\overline{B_2A_0} + \varpi_1 x\overline{A_0A_1} + \varpi_2 x\overline{A_1A_2} +$$

$$+ \varpi_{34} x\overline{A_2A_3} + \varpi_p x\overline{A_3B_2} = 0 \qquad (7)$$

$$\varpi_p x\overline{B_2A_3} + \varpi_{34} x\overline{A_3A_4} + \bar{V}_{rel}^{5,34} + \varpi_5 x A_4A_5 = 0$$

unde: $\bar{V}_{rel}^{p,8} = \bar{V}R_1 \cdot U_8$; $\bar{V}_{rel}^{5,34} = VR_2 \cdot \bar{e}_5$

Pentru T_1 avem: $T_1 = T_0$ (VR1 = 0) şi respectiv: pentru T_2:

$$T_2 = T_0(VR2 = 0)$$

$$VR_1 = 0 \rightarrow \varpi_p = \varpi_8 = 0$$

$$T_1 \begin{cases} \varpi_{34} x\overline{A_3A_4} + VR2 \cdot \bar{e}_5 + \varpi_5 x\overline{A_4A_5} = 0 \\ \bar{\omega}_1 x\overline{A_0A_1} + \bar{\omega}_2 x\overline{A_1A_2} + \bar{\omega}_{34} x\overline{A_2A_3} = 0 \end{cases}$$

Rezultă un sistem de patru ecuaţii cu patru necunoscute: ω_1, ω_2 ω_{34}, ω_5 dependente de poziţia mecanismului S_k (α_{11}, α_{2k}) şi viteza $VR2$ indusă în sistem prin mişcarea pistonului hidraulic motor de basculare al cupei.

$$VR2 = 0 \rightarrow I_d\, d_6(\alpha_{11}, \alpha_{22})$$

$$\bar{\omega}_8 x\overline{D_1D_2} + VR1 \cdot U_8 + \bar{\omega}_p x D_2B_2 = 0$$

$$\bar{\omega}_p x(\overline{B_2A_0} + \overline{A_3B_2}) + \bar{\omega}_1 x\overline{A_0A_1} + \bar{\omega}_2 x\overline{A_1A_2} +$$

$$+ \bar{\omega}_{34} x\overline{A_2A_3} = 0$$

$$\bar{\omega}_p x\overline{B_2A_3} + \bar{\omega}_{34} x\overline{A_3A_4} + \bar{\omega}_5 x\overline{A_4A_5} = 0$$

care transformă reprezentarea relativă într-un sistem mai simplu de rezolvat:

$$T_2 \begin{cases} \bar{\omega}_8 x\overline{D_1D_2} + \bar{\omega}_p x\overline{D_2B_2} + VR_1 \cdot \bar{u}_8 = 0 + \\ \bar{\omega}_{1p} x\overline{A_0A_1} + \bar{\omega}_{2p} x\overline{A_1A_2} + \bar{\omega}_{34,p} x\overline{A_2A_3} = 0 \\ \bar{\omega}_{34,p} x\overline{A_3A_4} + \bar{\omega}_{5,p} x\overline{A_4A_5} = 0 \end{cases}$$

în cele şase necunoscute:

$$\omega_8;\ \omega_p;\ \omega_{1,p};\ \omega_{2,p};\ \omega_{34,p};\ \omega_{5,p}$$

ultimele reprezentînd viteze unghiulare relative în raport cu placa.

Acceleraţii

T_0 — transformarea generală:

$$\bar{\varepsilon}_8 x\overline{D_1D_2} + d_{rel}^{-p,8} + \varepsilon_p x\overline{D_2B_2} = \omega_8^2 \overline{D_1D_2} -$$

$$- 2\bar{\omega}_8 x \bar{V}_{rel}^{-p,8} + \omega_p^2 \overline{D_2B_2}$$

$$\bar{\varepsilon}_p x\overline{B_2A_0} + \bar{\varepsilon}_1 x\overline{A_0A_1} + \bar{\varepsilon}_2 x\overline{A_1A_2} + \bar{\varepsilon}_{34} x\overline{A_2A_3} +$$

$$+ \bar{\varepsilon}_p x\overline{A_3B_2} = \omega_p^2 \overline{B_2A_0} + \omega_1^2 \overline{A_0A_1} + \omega_2^2 \overline{A_1A_2} +$$

$$+ \omega_{34}^2 \overline{A_2A_3} + \omega_p^2 \overline{A_3B_2}$$

$$\bar{\varepsilon}_p x\overline{B_2A_3} + \bar{\varepsilon}_{34} x\overline{A_3A_4} + a_{rel}^{-5,34} + \bar{\varepsilon}_5 x A_4A_5 =$$

$$= \omega_p^2 \overline{B_2A_3} + \omega_{34}^2 \overline{A_3A_4} - 2\bar{\omega}_5 x V_{rel}^{-5,34} + \omega_5^2 \overline{A_4A_5}$$

Acest sistem de şase ecuaţii scalare a fost rezolvat pentru cazul particular al unor acceleraţii relative:

$$a_{rel}^{-p,8} = a_{rel}^{-5,34} = 0$$

corespunzătoare unor mişcări uniforme induse în cuplele de translaţie prin pistoanele hidraulice motoare. În rezolvarea ecuaţiilor de condiţie cinematică ne-am folosit de observaţia remarcabilă a faptului că matricea coeficienţilor acceleraţiilor unghiulare ale elementelor este aceeaşi cu cea a vitezelor unghiulare, diferind doar termenii liberi ai sistemului:

$$[D]\{\omega\} = 0$$

$$[D]\{\varepsilon\} = \{\omega_d^2\} - 2\{\bar{\omega} \times V_{rel}\}$$

2.4. *Forţele de legătură*

Calculul forţelor de legătură este condus prin rezolvarea echilibrului elementelor în coordonate globale.

Echilibrul elementului (a_1a_2) ne oferă încărcarea în B_3 (fig. 7).

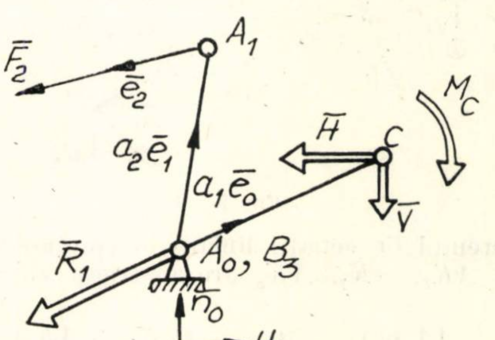


Fig. 7

deci în raport cu sistemul global:

$$(\bar{R}_1\bar{u}_0) = -H + F_2(\bar{e}_2\bar{u}_0)$$

$$(\bar{R}_1\bar{n}_0) = -V + F_2(\bar{e}_2\bar{n}_0)$$

unde F_2 rezultă din echilibrul momentelor în A_0 :

$$+\circlearrowright \Sigma M_{A_0}=0\,;$$

$$F_2=\frac{1}{a_2(\bar{e}_2\bar{t}_1)}\,\{a_1(\bar{u}_0\bar{t}_0)\,a_1(\bar{n}_0\bar{t}_0)\,1\}\begin{Bmatrix}H\\V\\M_c\end{Bmatrix} \quad (9)$$

În mod similar, încărcarea în B_1 rezultă din echilibrul elementului $a_{4.5}$ (fig. 8) :

$$\bar{R}_2=-(\bar{F}_2\bar{e}_2+F_5\,e_5)$$

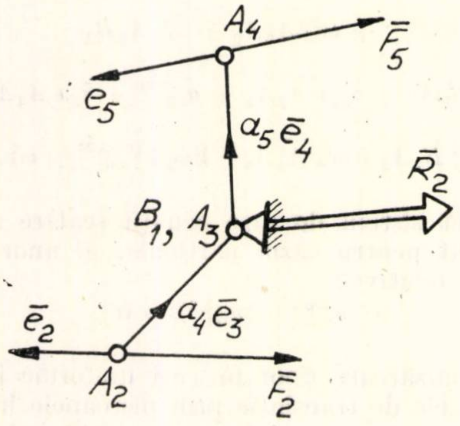
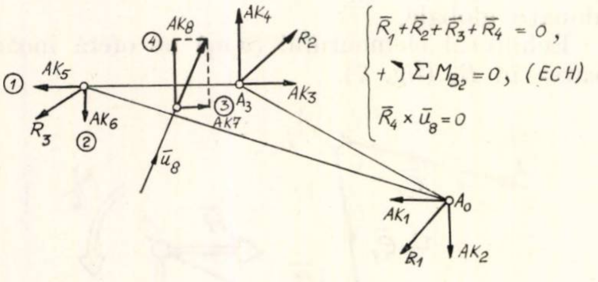


Fig. 8

cu F_5 degajat din echilibrul momentelor în A_3.

$$+\circlearrowright \Sigma M_{A_3}=0;\, F_5=\frac{a_4(\bar{e}_2\bar{t}_3)}{a_5(\bar{e}_5\bar{t}_4)}\,F_2.$$

În această reprezentare s-au folosit notațiile $(\bar{u}_k, \bar{n}_k, \bar{k})$ pentru triedrele asociate versorilor $\bar{u}_k$ și $(\bar{e}_k, \bar{t}_k, \bar{k})$ pentru cele asociate versorilor e_k. În sfîrșit, reacțiile din B_2, D_2 (R_3, R_4) rezultă din echilibrul plăcii $B_1B_2B_3$ în notațiile din figura 9.



AK_4
AK_8
④
R_2
①
AK_5
AK_3
③
A_3
AK_7
AK_6
R_3
②
$\bar{u}_8$
A_0
AK_1
R_1
AK_2
$\bar{R}_1+\bar{R}_2+\bar{R}_3+\bar{R}_4=0,$
$+\circlearrowright \Sigma M_{B_2}=0,\ (ECH)$
$\bar{R}_4\times\bar{u}_8=0$

Fig. 9

Sistemul de ecuații liniare în componentele AK_5, AK_6, AK_7, AK_8 are matricea extinsă :

$$[AB]=\left[\begin{array}{cccc:c}1 & 0 & 1 & 0 & -(AK_1+AK_3)\\ 0 & 1 & 0 & 1 & -(AK_2+AK_4)\\ & & & & 0\\ 0 & 0 & u_{18} & -u_{17} & \left|\frac{AK_1}{u_3}\ \frac{AK_2}{u_4}\right|\frac{b_1}{d_3}-\left|\frac{AK_3}{u_7}\ \frac{AK_4}{u_8}\right|\frac{b_3}{d_3}\\ 0 & 0 & u_{14} & -u_{13} & \end{array}\right] \quad (11)$$

3. Elementele programului

Programul este construit într-o manieră generală, în vederea soluționării de multiple probleme similare.

3.1. *Datele programului*

Datele sînt organizate după cum urmează :

1. $\{\text{NM}\}=\begin{Bmatrix}\text{NM1}\\ \text{NM2}\end{Bmatrix}$ — număr de poziții ale plăcii — număr de poziții ale cupei la $\alpha_1=\alpha_{11}$
2. NE — număr de elemente ale mecanismului cupei
3. NFIX — număr de puncte fixe
4. A(I) — vector cu lungimile elementelor (manivele, biele balansoare) I = 1, NE
5. B(I, 1) — coloană cu dimensiunile plăcii $p-B_1B_2B_3$
6. ALFA (I, J) — limitele de variație ale coordonatelor generalizate și în ultima linie valorile constructive β_1, β_2
7. XY(I, J) — coordonatele punctelor fixe

3.2. *Organizarea programului*

Definirea geometriei întregului mecanism este concepută prin doi hipervectori, avînd drept componente cosinusurile directoare ale vectorilor directori ai elementelor, pentru valori date ale coordonatelor generalizate (α_1, α_2) :

$$\{U\}=\{\{U_{2k+1},\ U_{2k+2}\}\,\bar{U}_k\}^T$$

$$\{E\}=\{\{e_{2k+1},\ e_{2k+2}\}\ \bar{e}_k\}^T$$

În exemplul urmărit vectorul $|u|$ este $(1\times 2(8+1)=(1\times 18)$, iar $|E|$ este $(1\times 2\,(6+1))=1\ (1\times 14)$ dimensional.

Componentele acestor doi h — vectori sînt calculate în subprogramele : PROD, ROT, COMB, TRI, FIX, MOBIL, MECAN, NACEM, unde primele trei subprograme descriu operații vectoriale de produse scalare, vectoriale, rotații ortogonale, combinații liniare de vectori :

$$\text{PROD(IND, N, M, U, V)}=$$

$$=\begin{cases}\bar{U}_{\left(\frac{N}{2}\right)}\cdot\bar{V}_{\left(\frac{M}{2}\right)} & \text{pentru IND}=1\\ \bar{U}_{\left(\frac{N}{2}\right)}\,x\,\bar{V}_{\left(\frac{M}{2}\right)} & \text{pentru IND}=2\end{cases}$$

$$\text{ROT}\ (N,\ M,\ \text{TETA},\ U,\ V):$$

$$V_{\left(\frac{M}{2}\right)}=[ROT(\theta)]\,\bar{U}_{\left(\frac{N}{2}\right)}=$$

$$=\begin{bmatrix}\cos(\theta) & -\sin(\theta)\\ \sin(\theta) & -\cos(\theta)\end{bmatrix}\begin{Bmatrix}U_{N+1}\\ U_{N+2}\end{Bmatrix}$$

COMB(IND, N, M, NM, U, V)

$$\{Y\} = \left[\left\{U_{\left(\frac{N}{2}\right)}\right\}\left\{V_{\left(\frac{M}{2}\right)}\right\}\right]\begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} \quad (\text{IND} = 2)$$

şi

$$\begin{Bmatrix} U_{NM+1} \\ U_{NM+2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} \Big/ \sqrt{y_1^2 + y_2^2} \quad (\text{IND} = 1)$$

Programul în ansamblu cuprinde 23 de module descrise în 32.000 de cuvinte. Calculele unei singure variante implică efectuarea a circa 2,6 × 10^7 operaţii elementare.

3.3. Rezultatele analizei

Sistemele de încărcare ale sistemului hidraulic şi ale plăcii sînt :

1. Starea de rupere, corespunzătoare poziţiei iniţiale (α_{11}, α_{21}), pentru care torsorul de încărcare este maxim :

$$\tau_{c,\,soc} = \begin{Bmatrix} N \\ V \\ M_c \end{Bmatrix}_{soc}$$

2. Starea în care $T_1 \to T_2$ (α_{11}, α_{22}) cînd începe ridicarea plăcii :

$$\tau_{e,\,regim} = \begin{Bmatrix} 0 \\ G \\ 0 \end{Bmatrix} :$$

Este evidentă condiţia de ortogonalitate $\overline{U}_6 \cdot \overline{U}_8 = 0$ din considerente dinamice la momentul cînd are loc transformarea $T_1 \to T_2$ la (α_{11}, α_{22}). Rezultă în aceste condiţii o încărcare dinamică minimă a plăcii la schimbarea programului.

S-a impus limitarea basculării cupei la valori :

$$|\bar{e}_1 \times \overline{U}_2| > \sin(\bar{e}_1 \overline{U}_2)_{min} \qquad (12)$$

limitat prin încercări la valoarea de 0,38, sub care se încarcă sistemul de comandă a basculării cupei peste valorile maxime admise, (pentru $\bar{e}_1 \times \overline{U}_2 = 0$ cupa devine incontrolabilă).

Criteriile de optimizare ale acestui sistem de ridicare, incluse în program, sînt :

$C1$ — eforturile în sistemul hidraulic să varieze în limite cît mai strînse ;

$C2$ — starea de solicitare a plăcii să fie cît mai constantă ;

$C3$ — stabilitatea cupei în transformarea T_2:

$$\min\{\alpha_{22}^* - \alpha_{22}\}$$

$C4$ — limitarea intervalelor de lucru să fie definite prin [α] mecanic sau electric, la poziţii precis fixate în programul de sinteză ; aceasta oferă o bază raţională pentru tipizarea mecanismelor şi cupelor acestui tip de ridicător ;

$C5$ — programul de deschidere a supapei de alimentare a cilindrului de ridicare a plăcii să asigure opriri lente în poziţia maximă (α_{12}, α_{22}^*) (fig. 10).

Sinteza unei soluţii optimale poate fi subordonată unui criteriu liniar complex :

$$C = \sum_{i=1}^{3} C_i p_i$$

unde p_i sînt participanţii la aprecierea sistemului.

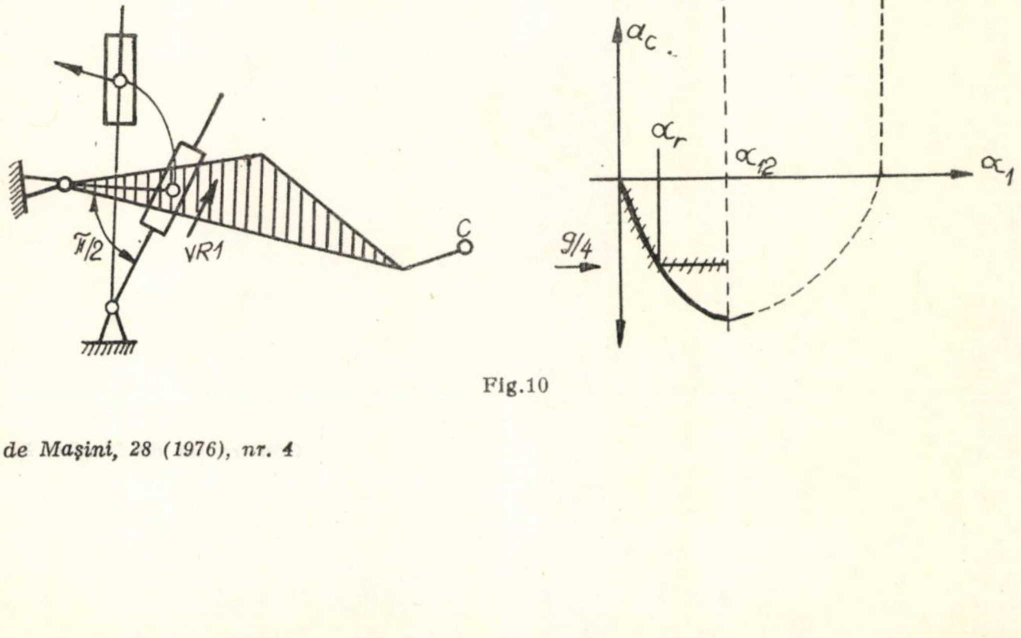


Fig.10

În aplicaţiile dezvoltate, criteriile $C_i (i = 1, 2)$ măsurate prin abateri medii pătratice de la valorile medii de-a lungul întregului proces de lucru au condus la următoarele soluţii:

$C_1 : = 0{,}66$ (66 %)

C_2 : solicitarea de tracţiune şi forfecare a plăcii este sub 0,01 din cea de încovoiere, iar abaterea medie pătratică a momentului rezultant în D_2 este de 0,03 (3 %) de-a lungul întregului proces.

C_3 : $\alpha_{22}^* - \alpha_{22} = 19$ grade hex în sensul stabilizării.

În figura 11 (fotografia fişei de calculator) se reprezintă variaţia componentelor ce încarcă placa în A_0 şi A_3 precum şi încărcarea cilindrilor hidraulici cu simbolurile folosite:

$$\{R_1\}_{A0} - \left\{\begin{matrix}1\\2\end{matrix}\right\}; \quad \{R_2\}_{A3} - \left\{\begin{matrix}3\\4\end{matrix}\right\}$$

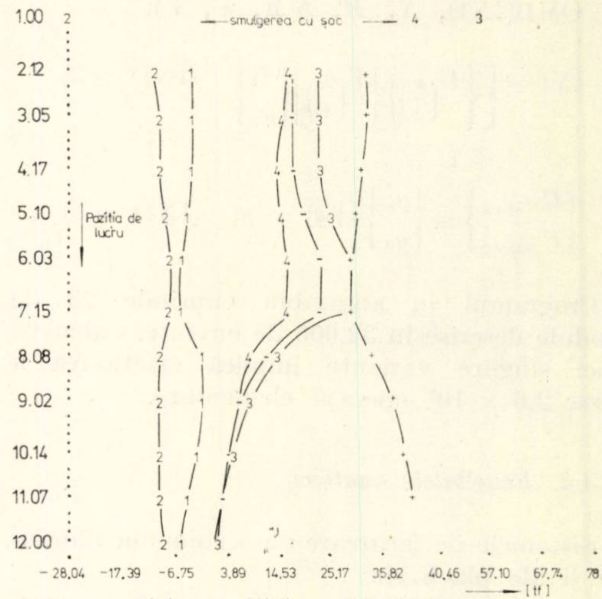
$$\{R_5\}_{A4} - \{+\}; \quad \{R_8\}_{D2} - \{-\}$$

pentru 12 poziţii de lucru într-un ciclu de ridicare. Poziţiile centrale (6, 7) corespund schimbării $T_1 - T_2$.

BIBLIOGRAFIE

1. *Voinea, R., Atanasiu, M.*: Metode analitice noi în teoria mecanismelor, Ed. tehnică, Bucureşti, 1975.

2. *Voinea, R.*, „Mecanica”,



		AL1.AL2 Pozitia α_1	α_2		R1(Ao)			R2(A5)			R5(E5)	R8(U8)
1	I	-40.00	24.00	I	-10.38	-28.04	I	53.75	40.84	I	78.59	41.74
2	I	-40.00	32.80	I	-3.98	-10.94	I	21.64	15.53	I	31.92	16.56
3	I	-40.00	41.60	I	-3.86	-10.24	I	21.68	14.49	I	31.25	16.43
4	I	-40.00	50.40	I	-4.01	-9.51	I	22.49	13.93	I	30.35	17.03
5	I	-40.00	59.20	I	-4.52	-8.78	I	24.42	14.04	I	29.23	18.64
6	I	-40.00	68.00	I	-5.79	-8.05	I	28.43	15.35	I	27.85	22.04
7	I	-40.00	68.00	I	-5.79	-8.05	I	28.43	15.35	I	27.85	22.04
8	I	-25.80	72.43	I	-1.91	-9.46	I	13.85	8.54	I	32.50	10.92
9	I	-11.60	76.00	I	-1.69	-10.19	I	7.90	5.56	I	36.41	6.35
10	I.	2.60	79.50	I	-2.71	-10.25	I	4.85	3.80	I	39.41	3.97
11	I	16.80	83.69	I	-4.13	-9.65	I	2.86	2.45	I	41.00	2.40
12	I	31.00	86.83	I	-5.52	-8.42	I	1.27	1.14	I	40.86	1.08
Abateri												
	I	-,34	,10	I	,61	,55	I	,14	,60	I		

Fig. 11

MACHINOEXPORT

Ferăstrău mecanic
ON - 163 - 01

Exportator :

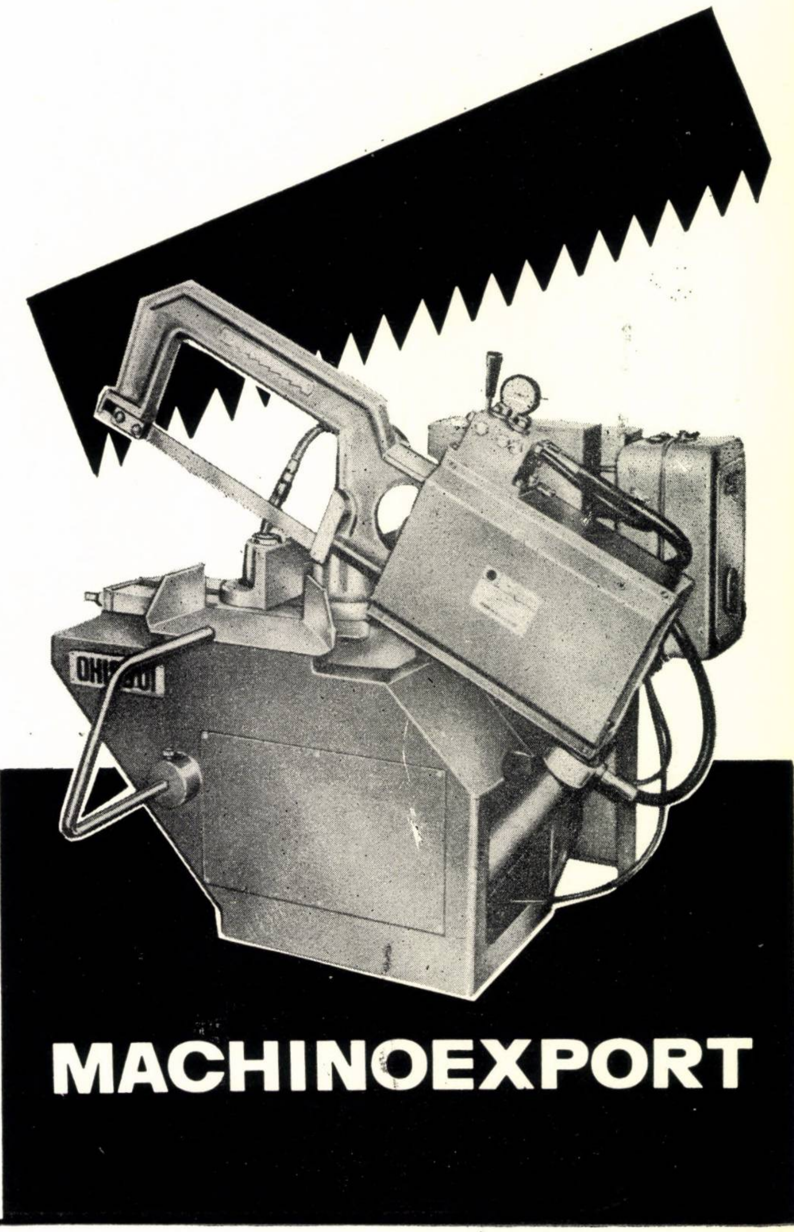
MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT — Sofia

Ferăstrăul mecanic ON — 163 — 01 se folosește la tăierea profilurilor rotunde, drepte și corniere în metale feroase și neferoase, în cele mai obișnuite dimensiuni. Poate executa tăieturi oblice pînă la 45°. Transmisia complet mecanizată îndeplinește toate mișcările de lucru și avans.

ON—163—01 este o mașină ieftină și de greutate redusă și se poate folosi oriunde este nevoie de operații de tăiere, deoarece se manevrează foarte ușor. Se recomandă în special pentru utilizarea în întreprinderi mici, ateliere etc.

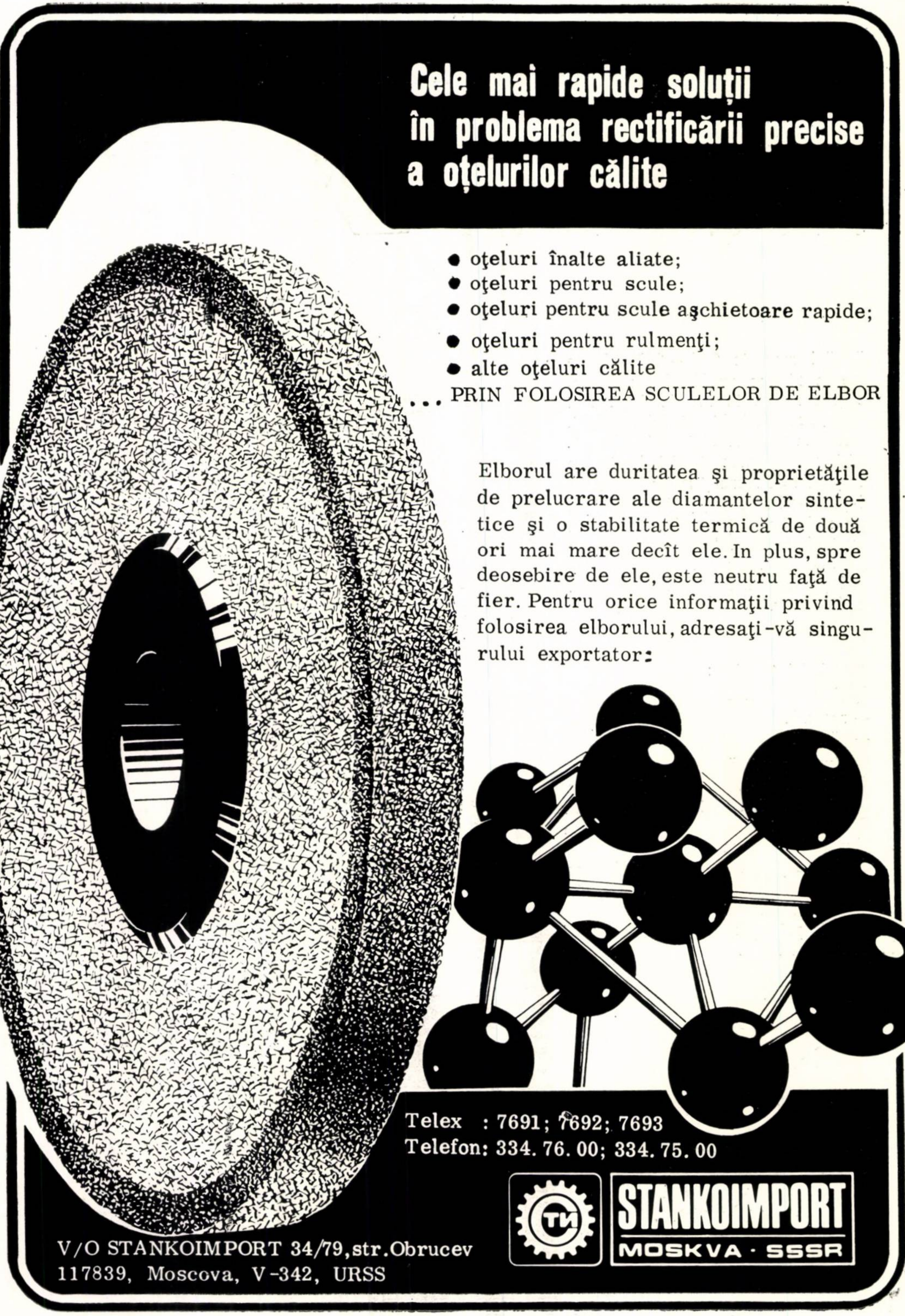
Caracteristici tehnice :

1 Secțiunea maximă de tăiere :	
— rotundă	Ø 170 mm
— pătrată	150×150 mm
2. Secțiunea maximă de tăiere sub 45°	Ø 110 mm
3. Lungimea ferăstrăului	350 mm
4. Cursa pînzei	100 mm
5. Numărul de curse duble ale pînzei	160 curse duble/min
6. Puterea motorului electric principal	0,75 KW
7. Greutatea totală	300 kg



MACHINOEXPORT

PUBLICOM



Cele mai rapide soluții
în problema rectificării precise
a oțelurilor călite

- oţeluri înalte aliate;
- oţeluri pentru scule;
- oţeluri pentru scule aşchietoare rapide;
- oţeluri pentru rulmenţi;
- alte oţeluri călite

... PRIN FOLOSIREA SCULELOR DE ELBOR

Elborul are duritatea şi proprietăţile de prelucrare ale diamantelor sintetice şi o stabilitate termică de două ori mai mare decît ele. In plus, spre deosebire de ele, este neutru faţă de fier. Pentru orice informaţii privind folosirea elborului, adresaţi-vă singurului exportator:

Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

V/O STANKOIMPORT 34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS

PUBLICOM

PASTELE CU DIAMANT
FABRICATE IN URSS

FOLOSITE CU SUCCES LA SUPRAFINISAREA, RODAREA, SI LUSTRUIREA SUPRAFETELOR MATERIALELOR METALICE SI NEMETALICE FRAGILE

▨ Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

▨ Ele pot fi folosite în egală măsură la prelucrarea mecanică precum şi la cea manuală a pieselor.

▨ Pastele cu diamant sînt fabricate:
- în două tipuri: - solubile în solvenţi organici-O
  - solubile în apă-B
- în trei concentraţii: 2, 5 şi 10%
- precum şi sub formă de granule de 11 dimensiuni

Pentru orice informaţii
scrieţi la următoarea adresă:

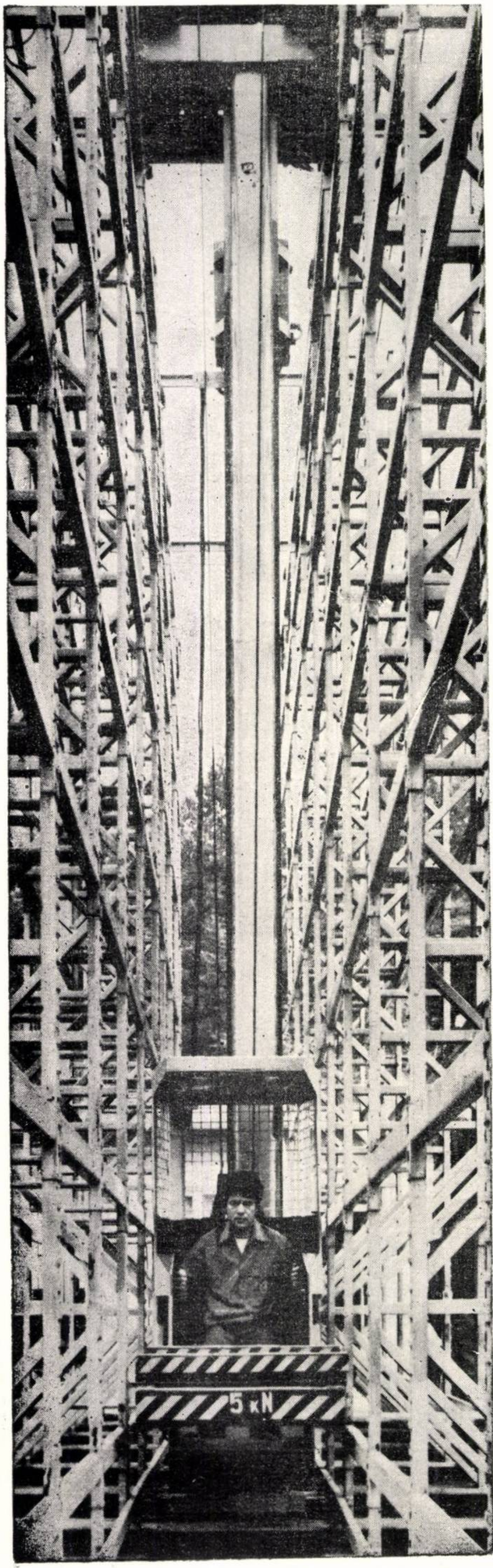
32/34 Smolenskaia-Sennaia
Moskova G-200, URSS
Telegrame: Stankoimport - Moskova;
Telex : 7227; 7228

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE



Ce avantaje vă oferă tehnica contemporană de depozitare? Faceți cunoștință cu posibilitățile mașinilor pentru aranjat stelaje

balkancar

și veți găsi răspuns la această întrebare

Înălțime de ridicare: 8—12 metri
Lărgimea coridorului de lucru: 900—1700 mm

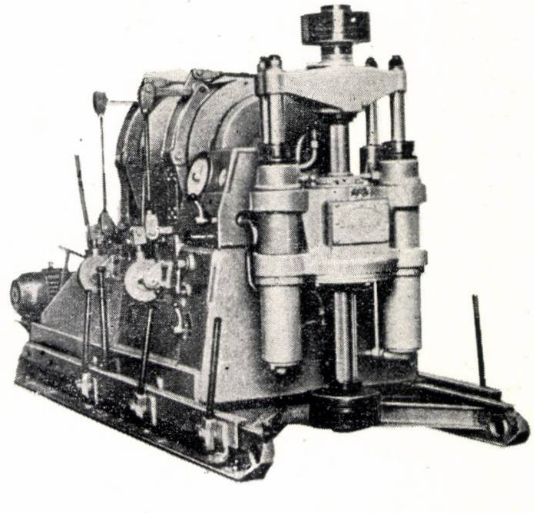
Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

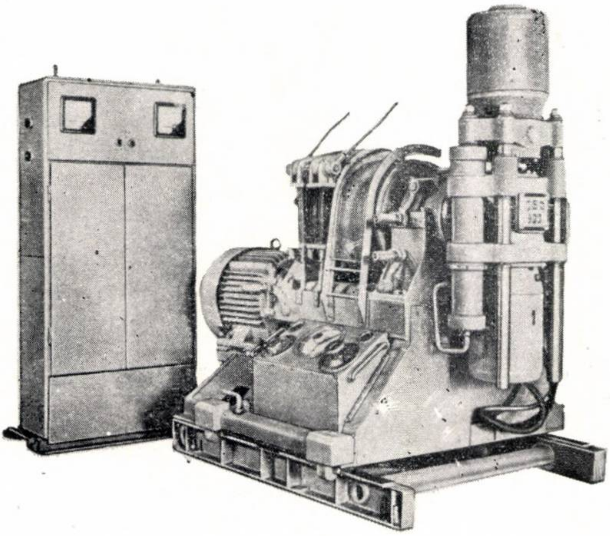
PUBLICOM

Maşinele de forat cu coroane din aliaj dur şi diamant de fabricaţie sovietică



vă ajută
să săpaţi puţuri pînă la
următoarele adîncimi

● de 100 m	BSK-2M-100
● de 500 m	SBA-500
● de 800 m	ZIF-650 M
● de 2000 m	ZIF-1200 MR



Pentru obţinerea
unor informaţii
mai amănunţite
scrieţi-ne
la următoarea adresă:

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

Publicom

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice
pentru industria construcţiilor de maşini

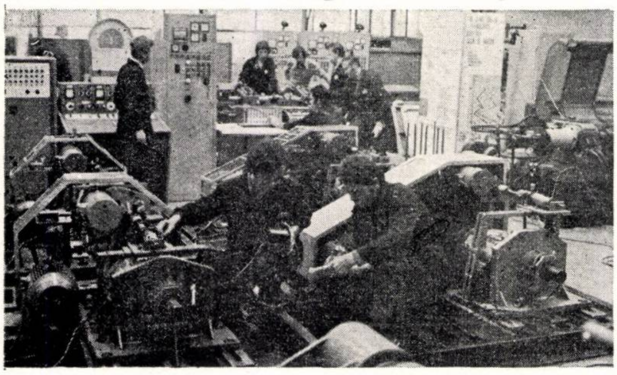
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

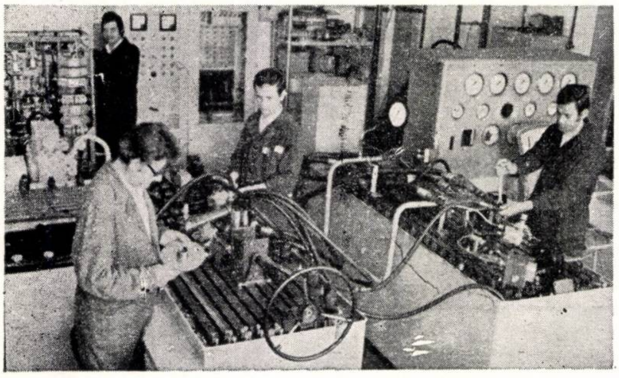
ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

ICPTCM

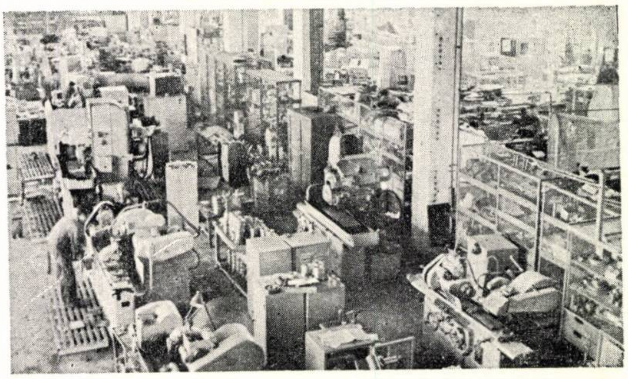
Laboratorul de organe de maşini





Laboratorul de acţionări hidraulice

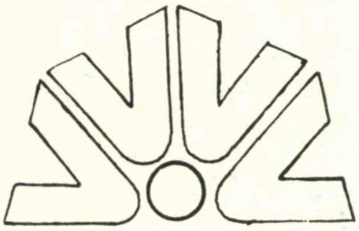
Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

CONSTRUCTIA
DE MASINI



ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCŢIA
DE
MAŞINI

1976 JUL 5

E 3279

R

CONSTRUCTIA
DE MASINI

icpma
BUCUREȘTI

REFERA

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

5

CONSTRUCŢIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 5 • MAI 1976

icpma

INSTITUTUL DE CERCETĂRI ȘI PROIECTĂRI DE MAȘINI AGRICOLE

București — Sos. București - Ploiești Km 15, tel.: 33.44.30

Execută pe bază de comandă:

Studii şi cercetări în vederea realizării de noi tipuri de maşini, utilaje şi instalaţii pentru mecanizarea agriculturii.

Proiectări de utilaje şi maşini agricole pentru :

- lucrările solului;
- semănat, plantat, administrat îngrăşăminte şi irigaţii;
- combaterea dăunătorilor;
- recoltat;
- curăţirea, sortarea, tratarea şi uscarea produselor agricole vegetale;
- zootehnie (utilaje, maşini, fabrici complexe pentru pregătirea nutreţurilor
- legumicultură, pomicultură, viticultură

Proiectări de utilaje pentru silozuri de diferite capacităţi.

Execuţii de modele, prototipuri, serii mici de utilaje şi maşini agricole

Asistenţă tehnică pentru instalaţiile executate după proiectele institutului este asigurată de un personal de înaltă calificare.

Proiectare de utilaje, maşini şi linii tehnologice complexe, pentru industria morăritului la diferite capacităţi:

▲ mori de grîu între 6 şi 400 t/24 h

▲ mori de porumb, cu sau fără secţii de degerminare, între 6 şi 100 t/24 h

UTB

Pentru informaţii şi încheiere
de contracte adresaţi-vă
Intreprinderii de comerţ exterior

UNIVERSAL
TRACTOR

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 5, MAI 1976

CUPRINS

UTILAJE PENTRU AGRICULTURĂ ŞI DOMENII CONEXE

ABRIHAN, T. **Realizări şi perspective în activitatea de cercetare şi proiectare de maşini, utilaje şi instalaţii pentru agricultură şi domeniile conexe.** 241

BABICIU, I., MOROŞANU, V. : **Contribuţii la construcţia plugurilor cu lăţime mare de lucru.** 245

PETRESCU, AL., BOBOŞ, I. : **Noi procedee tehnologice în fabricaţia organelor active de la maşinile agricole de prelucrat solul.** 255

VASILIU, D., CIMPOIAŞ, I. : **Studii, cercetări şi rezultate privind realizarea combinei autopropulsate pentru recoltat cereale păioase pe terenuri în pante, CP 12.** 263

SOLOMON, C., POPESCU, FL., BREAZU, ST. : **Preocupări în domeniul combinelor autopropulsate de recoltat porumb în ştiuleţi depănuşaţi.** 272

CONSTANTINESCU, EUG.: **Deplasarea fusului în cuzinet în condiţiile frecării mixte în articulaţiile mecanismelor, în construcţia de maşini agricole.** 276

SEGĂRCEANU, M., CĂSĂNDROIU, T., CHIRIAC, R. E. : **Consideraţii asupra eficienţei utilizării energiei la presarea paielor şi fînului.** 284

MATERIALE DOCUMENTARE

RAICU, V., SCHOR, VL. : **Studiu şi metodică de calcul a parametrilor cinematici şi constructivi optimizaţi ai frezelor agricole.** 289

GROZEWSKI, ST. : **Realizările şi perspectivele dezvoltării industriei constructoare de maşini din Polonia.** 298

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactori: RODICA MOLDOVEANU; ŞERBAN TEODORESCU

SUMAR

CZ ; 631.3 ; 338.062.002

Abrihan, T. : **Realizări și perspective în activitatea de cercetare și proiectare de mașini, utilaje și instalații pentru agricultură și domeniile conexe.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 241

CZ ; 631.31

Babiciu, I., Moroșanu, V. : **Contribuții la construcția plugurilor cu lățime mare de lucru.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 245

CZ ; 631.31 ; 621.81.02

Petrescu, Al., Boboș, I. : **Noi procedee tehnologice în fabricația organelor active de la mașinile agricole de prelucrat solul.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 255

CZ ; 631.35.001.2

Vasiliu, D., Cimpoiaș, I. : **Studii, cercetări și rezultate privind realizarea combinei autopropulsate pentru recoltat cereale păioase pe terenuri în pante, CP.12.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 263

CZ ; 631 ; 35

Solomon. C., Popescu, Fl., Breazu, St. : **Preocupări în domeniul combinelor autopropulsate de recoltat porumb în știuleți depănușați.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 272

CZ ; 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Constantinescu, Eug. : **Deplasarea fusului în cuzinet în condițiile frecării mixte în articulațiile mecanismelor, în construcția de mașini agricole.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 276

CZ ; 631.36 ; 620.9

Segărceanu, M., Căsăndroiu, T., Chiriac, R. E. : **Considerații asupra eficienței utilizării energiei la presarea paielor și fînului.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 284

CZ ; 631.3.001.2

Raicu, V., Schor, Vl. : **Studiu și metodică de calcul a parametrilor cinematici și constructivi optimizați ai frezelor agricole.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 289

CZ ; 621.002(438)

Grozewski, St.: **Realizările și perspectivele dezvoltării industriei constructoare de mașini din Polonia.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 5, p. 298

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. ; sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista ,,Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 630

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC ; 631.3 ; 338.062.002

Abrihan T. : **Achievements and prospects in the activity of research and design of plants, machines and equipments for agricultury and related areas.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 241

DC ; 631.31

Babiciu, I., Moroşanu, V. : **Contributions to plough construction with great working width.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 245

DC ; 631.31 ; 621.81.02

Petrescu Al., Boboş, I. : **New technological processes in manufacturing working components of agricultural machinery for soil tilling.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 255

DC ; 631.35.001.2

Vasiliu, D., Cimpoiaş, I. : **Studies, researches and results concerning the execution of the self-propelled combine for straw crops harvesting on sloping ground, CP 12.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 263

DC ; 631.35

Solomon, C., Popescu, Fl., Breazu, St. : **Some concerns in the area of self-propelled combines for harvesting unhusked corn cobs.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 272

DC ; 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Constantinescu, Eug. : **Pin shift in the bearing box under the conditions of mixed friction in mechanism joints in the construction of agricultural machinery.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 276

DC ; 631.36 ; 620.9

Segărceanu, M., Căsăndroiu, T., Chiriac, R. E. : **Considerations on energy consumption efficiency for straw and hay pressing.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 284

DC ; 631.3.001.2

Raicu, V., Schor, Vl. : **Study and methodology for the calculus of optimized kinematical and structural parameters of tillage cutters.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 289

DC ; 621.002(438)

Grozewski, St. : **Achievements and development prospects of the Poland machine construction industry.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 298

Attention!

Foreign readers can subscribe trough ILEXIM-Serviciul export-import presă, Calea Griviţei nr. 64—66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucureşti, Romania.

SOMMAIRE

CD ; 631.3 ; 338.062.002

Abrihan, T. : **Réalisations et perspectives de l'activité de recherche et élaboration de projets de machines, équipements et installations pour l'agriculture et les branches connexes.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 241

CD ; 631.31

Babiciu, I., Moroşanu, V. : **Contributions à la construction des charrues à grande aire de labourage.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 245

CD ; 631.31 ; 621.81.02

Petrescu, Al., Boboş, I. : **Nouveaux procédés technologiques introduits dans la fabrication des organes actifs des machines agricoles pour labourer le sol.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 255

CD ; 631.35.001.2

Vasiliu, Cimpoiaş, I. : **Études, recherches et résultats concernant la réalisation des moissonneuses-batteuses à autopropulsion pour la moisson des céréales à pailles sur des terrains en pente, CP 12.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 263

CD ; 631.35

Solomon, C., Popescu, Fl., Breazu, St. : **Recherches dans le domaine des moissonneuses-batteuses à autopropulsion pour la moisson du maïs en épis sans spathes.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 272

CD ; 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Constantinescu, Eug. : **Déplacement de la cheville dans la douille lors des frottements mixtes dans les joints des mécanismes, dans l'industrie de constructions de machines agricoles.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 276

CD ; 631.36 ; 620.9

Segărceanu, M., Căsăndroiu, T., Chiriac, R. E. : **Considérations sur l'efficience de l'emploi de l'énergie au pressage des pailles et du foin.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 284

CD ; 631.3.001.2

Raicu, V., Schor, Vl. : **Étude et méthode de calcul des paramètres cinématiques et constructifs perfectionnés des ramasseuses-hacheuses.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 289

CD ; 621.002(438)

Grozewski, St. : **Réalisations et perspectives du développement de l'industrie de constructions mécaniques polonaise.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 5, p. 298

Attention!

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Calea Griviţei nr. 64—66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucureşti. Romania.

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 631.3 ; 338.062.002

Abrihan, T. : **Errungerungen and Perspektive in der Forschung-und Entwurstätigkeit von Maschinen, Anlagen und Einrichtungen für die Landwirtschaft und anderen verwandten Fachgebiete.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 241

DK ; 631.31

Babiciu, I., Moroşanu, V. : **Beiträge zum Pflugbau mit grosser Arbeitsweite.**

Constructia de maşini 28 (1976), nr. 5, p. 245

DK ; 631.31 ; 621.81.02

Petrescu, Al., Boboş, I. : **Neue technologische Verfahren in der Herstellung von arbeitenden Maschinenteilen in Landwirtschaftsmaschinen für Bodenbearbeitung.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 255

DK ; 631.35.001.2

Vasiliu, D., Cimpoiaş, I. : **Studien, Forschungen und Ergebnisse betreffs der Durchführung des selbstgetriebenen Mähdreschers für Halmgetreidernten, CP 12.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 263

DK ; 631.35

Solomon, C., Popescu, Fl., Breazu, St. : **Beschäftigungen im Gebiet von selbstgetriebenen Mähdrescher für enthüllten Maiskolbenernteung.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 272

DK ; 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Constantinescu, Eug. : **Zapfenverschiebung im Lagerschale unter den Bedingungen von Mischreibung in Werkgelenken in Landwirtschaftsmaschinenbau.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 276

DK ; 631.36 ; 620.9

Segărceanu, M., Căsăndroiu, T., Chiriac, R. E. : **Betrachtungen über der Wirtschaftlichkeit von Energieverwendung bei Stroh- und Heuverpressung.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 284

DK ; 631.3.001.2

Raicu, V., Schor, Vl. : **Studium und Ermittlungsmethodik für optimisierten kynematischen und Bauparameter der Ackerfräser.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 289

DK ; 621.002(438)

Grozewski, St. : **Errungerungen und Entwicklungsperspektiven der Maschinenbauindustrie aus Poland.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, p. 298

Achtung!

Ausländische Leser können durch ILEXIM- Serviciul export-import presă, Calea Griviţei nr. 64—66, Postschliessfach 2001, Fernschreiben 011226, 7000 Bucureşti, Romania.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 631.3 ; 338.062.002

Абрихан, Т.: **Выполнения и перспективы в области исследований и проектирований машин, оборудований и установок для сельского хозяйства и связаных владений.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 241

ДК: 631.31

Бабичу, И., Морошану, В,: **Вклады по строению плугов с большой шириной работы.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 245

ДК: 631.31 ; 621.81.02

Петреску, Ал., Бобош, И.: **Новые технологические процессы на производстве активных деталей сельскохозяйственных орудий для обработки почвы.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 255

ДК: 631.35.001.2

Василиу, Д., Чимпояш, И.: **Изучения, исследования и результаты в связи с выполнением самоходного комбайна за сбор колосовых злаков на пересечённом местностях, С.Р.12**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 263

ДК: 631 ; 35

Соломон, К., Попеску, Фл., Бреазу, Ст.: **Занятия в области самоходных комбайнов за сбор кукурузы в безоболочном початках.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 272

ДК: 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Константинеску Еуг.: **Передвижение хвостовика на подшипнике в условях смешанного трения на сцеплениях механизмов в строений сельскохозяйственных орудий.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 276

ДК: 631.36 ; 620.9

Сегэрчану, М., Кэсэндрою, Т., Кириак, Р. Е.: **Соображения о действенностью использования энергий за прессование соломов и сен.**

Constructia de maşini 28 (1976), nr. 5, стр. 284

ДК: 631.3.001.2

Райку, В., Шор, Вл.: **Изучение и методика калькуляций кинематических и построенных оптимальных параметров землефрез.**

Constructia de maşini 28 (1976), nr. 5, стр. 289

ДК: 621.002(438)

Грозевски, Ст.: **Реализации и перспективы развития машиностройтельной промышленности Польши.**

Constructia de maşini, 28 (1976), nr. 5, стр. 298

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM-serviciu export-import presă-Calea Griviţei nr. 64—66, P.O.B. 2001 telex 011226—Bucureşti.

UTILAJE PENTRU AGRICULTURĂ ȘI DOMENII CONEXE

CZ: 631.3 ; 338.062.002

Realizări și perspective în activitatea de cercetare și proiectare de mașini, utilaje și instalații pentru agricultură și domeniile conexe

Ing. Tiberiu **ABRIHAN** – directorul Institutului de cercetări și proiectări de mașini agricole (ICPMA) – București

În cadrul acțiunii de adîncire a profilării și specializării, Institutul de cercetări și proiectări de mașini agricole (ICPMA) din București asigură promovarea progresului tehnic în domeniul construcțiilor de mașini agricole. Principalele sale preocupări sînt:

— cercetarea-proiectarea de mașini, utilaje și istalații pentru agricultură;

— modernizarea și diversificarea produselor din fabricația curentă:

— proiectarea de tehnologii noi de fabricație;

— proiectarea de utilaje tehnologice pentru autoutilare.

Prin activitatea sa institutul pe de o parte contribuie direct la ridicarea nivelului tehnic al producției de mașini agricole, deci al ramurii construcțiilor de mașini, pe de altă parte înzestrează agricultura cu mijloace moderne de mare productivitate.

Agricultura este prevăzută a se dezvolta în cincinalul 1976–1980 într-un ritm mediu anual de 4,6–6% față de perioada 1971–1975, avînd ca obiectiv satisfacerea la nivel optim a cerințelor de consum ale populației cu produse agroalimentare, asigurarea materiilor prime necesare industriei alimentare și ușoare, crearea de disponibilități pentru export. Noile utilaje intrate în fabricație sau în curs de concepție și asimilare trebuie să corespundă creșterii rapide a producției agricole, să fie adaptate specificului și caracteristicilor noilor soiuri de plante de mare randament biologic și să asigure efectuarea lucrărilor agricole în noile condiții, la nivelul optim al parametrilor de exploatare. De asemenea, fără a se limita la satisfacerea necesarului intern, construcția de mașini agricole livrează o serie importantă din produsele sale unui număr mare de beneficiari externi.

În cadrul industriei constructoare de mașini agricole, rolul preponderent pentru materializarea ideilor inovatoare revine ICPMA, unde activează un colectiv harnic și experimentat, alcătuit din ingineri, tehnicieni și muncitori. Obiectivele sale principale sînt stabilirea de noi soluții constructive și tehnologice care conduc la creșterea eficienței în exploatare a utilajelor, precum și crearea unor noi utilaje cu randament înalt și fiabilitate ridicată. Aici se realizează prototipuri și modele funcționale, care — experimentate în condiții de laborator și de exploatare — asigură un nivel înalt al performanțelor produselor noi și modernizate.

Pentru obținerea celor mai bune rezultate, lucrările de proiectare propriu-zise sînt precedate de studii și cercetări teoretice și aplicative asupra organelor și părților componente principale ale mașinilor, stabilindu-se și verificîndu-se experimental soluțiile constructive, care realizează în condiții și cu parametri optimi procesul tehnologic al utilajului.

În activitatea sa ICPMA colaborează cu institute specializate din țară și străinătate, cu institute de învățămînt superior, cu întreprinderile și unitățile reprezentative ale principalilor beneficiari.

În domeniul construcțiilor de mașini agricole în care producția de serie se asigură de mai multe întreprinderi, institutul își exercită rolul de coordonator prin:

— înnoirea și modernizarea continuă a produselor întreprinderilor prin cercetare-proiectare de tipuri noi și modernizate, omologarea lor și sprijinirea asimilării la întreprinderi prin asistență tehnică și îndrumare la execuția și omologarea seriei zero;

— realizarea proiectării, pregătirii tehnologice a fabricației și modernizării dotării tehnologice a întreprinderilor prin autoutilare (acesta prin filiale ICPMA de pe lîngă întreprinderile constructoare de serie).

Orientarea principală a activității de cercetare are în vedere determinarea unor regimuri optime de funcționare pentru organele și ansamblurile (părțile) active ale mașinilor și utilajelor, conceperea și elaborarea unor soluții constructive noi, realizarea de variante constructive corespunzătoare, la care materialele deficitare să fie înlocuite cu altele din producția indigenă.

Realizări ale ICPMA

În cursul cincinalului trecut institutul și-a dovedit pe deplin capacitatea sa de creație tehnică. Astfel, s-au realizat 124 de lucrări de studii și cercetări, 415 proiecte de execuție, 280 de prototipuri sau modele experimentale finalizate prin omologarea pentru fabricația de serie a 111 noi tipuri de mașini și utilaje. La acestea se adaugă 210 diverse alte lucrări, în principal în domeniul microproducției.

● În domeniul **mașinilor agricole de prelucrat solul** se află în prezent în fabricația de serie un mare număr de tipuri de mașini și utilaje foarte apreciate de beneficiari. Se poate menționa aici *familia de pluguri cu brăzdare clasice și cu discuri* care satisfac integral cerințele agrotehnice pentru toate tipurile de sol, de la cele ușoare pînă la cele grele. Adîncimile de lucru ce se pot realiza cu aceste pluguri sînt cuprinse între 15 și 40 cm, ceea ce acoperă necesitățile de prelucrare primară a solului în orice regiune. Gama de pluguri realizată concordă cu tipurile de tractoare a căror putere este cuprinsă între 40 și 180 CP. Fabricația de mare serie a acestor pluguri asigură necesarul intern și solicitările la export. Putem cita aici plugurile PP2—30M cu două trupițe pentru tractorul de 45 CP, PP3—30 cu trei trupițe, PP4—30M cu patru trupițe pentru tractoarele de 65 CP și 80 CP și PSP7—35 cu șapte trupițe pentru tractorul de 180 CP.

● Printre **mașinile de semănat** amintim familia de *semănători* pentru cereale păioase SUP—21, SUP—29 și SUP—48, cu lățimea de lucru cuprinsă între 2,6 și 6 m, caracterizate prin productivitate ridicată, precizie mare de însămînțare și diversitatea culturilor ce se pot semăna. Performanțele acestea le situează la un nivel superior pe plan mondial. Astfel, semănătoarea SUP—48 cu distribuție mecanică pentru fiecare brăzdar și transportul semințelor pneumatico-gravitațional are o uniformitate de însămînțare cu 15—30% mai mare în raport cu semănătorile cunoscute în lume, o productivitate sporită datorită lățimii de lucru de 6 m și o manevrabilitate ridicată ca urmare a faptului că este purtată pe tractor. De asemenea, combinarea distribuției mecanice a semințelor cu transportul lor pneumatico-gravitațional a redus considerabil greutatea agregatului, care poate fi astfel purtat pe tractoare de putere mijlocie, asigurîndu-se indici agrotehnici superiori. O altă mașină fabricată în serie mare este semănătoarea pentru plante prășitoare SPC—6M, care poate lucra pe 6 ; 8 sau 12 rînduri, acoperind o lățime de lucru pînă la 6 m. Menționăm că circa 90% din producția anuală se exportă.

● Utilaje perfecționate s-au realizat și în domeniul **mașinilor de împrăștiat îngrășăminte.** Astfel, *mașina de administrat amendamente și îngrășăminte minerale* MA—3, 5, care este tractată, are un buncăr de 3,5 m^3 și realizează cu distribuitorul centrifugal o împrăștiere uniformă pe lățimea de 6—18 m cu debit reglabil, care poate asigura un ecart de la 40 pînă la 5 000 kg de îngrășăminte pe fiecare hectar și mașina de mare capacitate pentru împrăștiat gunoi de grajd MIG—5 cu o capacitate de 5 t.

● În categoria **utilajelor pentru combaterea dăunătorilor** amintim mașinile pentru împrăștierea insecticidelor și erbicidelor. Astfel :

— Mașina de stropit tractată MST—900 destinată combaterii dăunătorilor în livezi și vii are o capacitate a rezervorului pentru insecticide de 900 l și realizează o pulverizare pneumatică fină a lichidului, diametrul picăturilor ajungînd la dimensiunea de 15 microni. Mașina este antrenată de la priza de putere a tractorului, puterea necesară fiind de circa 30 CP.

— Mașina pneumatică de stropit și prăfuit MPSP purtată pe tractor este prevăzută cu trei rezervoare, totalizînd o capacitate de transport de 900 l de insecticid sau erbicid lichid și un rezervor de 50 dm^3 pentru praf. Lățimea de lucru în culturi de cîmp este de 8 m, iar lățimea de lucru pentru stropirea pomilor poate ajunge la 20 m. Cantitatea de lichid și praf ce se împrăștie este reglabilă, realizîndu-se o distribuție de lichid de la 200 pînă la 2700 l/ha și de praf de la 5 pînă la 50 kg/ha.

● În procesul de dezvoltare a **mecanizării operațiilor de recoltat**, ICPMA a avut o contribuție substanțială în cincinalul precedent. Au fost realizate mașini perfecționate și de mare randament pentru recoltarea diverselor culturi. Dintre acestea menționăm *combina autopropulsată pentru recoltat cereale pe pante* CP—12 și *combina autopropulsată de recoltat plante furajere și de siloz*, tip CAF.

— Combina CP—12 este destinată recoltării cerealelor păioase în regiunile de deal cu pante pînă la 40% (22°). CP—12 este o variantă a combinei C—12 Gloria din fabricația de serie, de la care se refolosesc circa 75% din elementele componente (motorul, batoza, buncărul, diverse instalații etc.) și pe care se adaptează mecanismul de susținere precum și echipamentul și instalația electro-hidraulică de comandă a orizontalității batozei și a paralelismului cu solul al platformei de tăiere.

— Combina autopropulsată tip CAF este prevăzută cu un echipament pentru recoltat ierboase cu lățime de 3,6 m, cu un echipament de recoltat porumb de siloz pe patru rînduri la distanța de 800 mm și cu echipament pentru adunat din brazdă cu lățime de 1,8 m. Prevăzută cu un motor diesel de 180 CP cu comenzi hidrostatice și variator continuu de viteză, combina efectuează atît tocarea materialului cît și încărcarea sa în mijloacele de transport. Manevrabilitatea deosebită a mașinii datorită servodirecției precum și cabina de comandă cu climatizare, fac ca munca combinerului să fie nu numai ușoară dar și plăcută.

● În afara de aceste utilaje care în prezent se produc în serie mare, ICPMA a conceput, a realizat și a livrat la export **utilaje și instalații complexe :** pentru morărit, pentru uscat și condiționat produse vegetale, pentru silozuri de cereale și altele. Aceste instalații de diferite capacităţi se caracterizează printr-un înalt grad de automatizare şi fiabilitate. Menţionăm instalaţiile de morărit cu productivităţi nominale de la 6 pînă la 400 t în 24 de ore şi instalaţiile pentru silozuri de la 2000 pînă la 50 000 t. Capacităţile realizate nu constituie bineînţeles o limită; după cerinţele beneficiarilor pot fi proiectate şi realizate şi alte valori. În cursul cincinalului 1971—1975 metodele de lucru ale colectivelor de cercetători şi proiectanţi s-au îmbunătăţit permanent pe linia măririi eficienţei pentru modernizarea şi diversificarea producţiei existente, precum şi pentru asimilarea de tipuri noi de maşini şi utilaje.

Printre mijloacele moderne de raţionalizare, cu eficienţă deosebită de-a lungul întregului proces industrial (proiectare, tehnologie, pregătirea fabricaţiei, producţie, lucrări de planificare şi preţ de cost etc.) menţionăm intensificarea acţiunii de tipizare-unificare în domeniul construcţiei de maşini agricole. Astfel, pînă în prezent a fost întocmită o serie importantă de norme de tipizare de subansambluri şi elemente componente, care au făcut ca la proiectarea de noi grape cu discuri, gradul de utilizare a tipizatelor să fie de circa 80% (discuri, lagăre cu rulmenţi, mosoare de distanţiere etc.). De asemenea, au fost tipizate mărcile de oţeluri şi tipodimensiunile de produse siderurgice (bare, profile, benzi etc.) prescrise a fi utilizate în construcţia de maşini agricole.

● **Preocupările de perspectivă** ale ICPMA sînt legate strîns de programul de dezvoltare şi perfecţionare în continuare a mecanizării agriculturii, în paralel cu asigurarea condiţiilor pentru creşterea exportului de maşini şi utilaje agricole. Obiectivul principal al activităţii institutului va fi *calitatea şi nivelul tehnic* al produselor, în conformitate cu tendinţele generale ale dezvoltării mecanizării agriculturii adică:

— *creşterea productivităţii utilajelor* atît pe cale extensivă (prin mărirea dimensiunilor organelor de lucru) cît şi pe cale intensivă (prin realizarea unor organe de construcţie nouă care să permită mărirea vitezei de lucru şi a fluxului tehnologic, creşterea rezistenţei la uzură etc.);

— *creşterea nivelului calitativ al lucrului efectuat cu maşina* prin introducerea unor sisteme de control şi reglaj (automate sau semiautomate) care să asigure funcţionarea fiecărui organ al maşinii la capacitatea maximă şi cu parametri optimi, fără intervenţia omului;

— *creşterea productivităţii totale a utilajelor* ca urmare a studierii şi aplicării principiilor ergonomice (se vor crea condiţii optime de lucru prin mărirea confortului la locul de muncă, reducerea efortului şi a oboselii, pentru personalul de comandă şi întreţinere);

— *realizarea de utilaje complexe* care efectuează simultan mai multe operaţii; în acest mod se reduce necesarul de forţă de muncă, producţia agricolă este influenţată pozitiv datorită micşorării gradului de tasare a solului, iar operaţiile agricole se efectuează în perioada optimă;

— *extinderea producţiei de maşini autopropulsate*;

— *creşterea gradului de mecanizare în agricultură*, ceea ce elimină sau reduce munca manuală şi permite înlocuirea utilajelor vechi cu altele noi cu performanţe superioare.

● Activitatea de concepţie şi realizare a utilajelor noi şi modernizate cu parametri la nivel mondial are în vedere asigurarea eficienţei economice a produselor, atît în fabricaţie cît şi în exploatare. Se aleg variantele constructive care asigură nivelul calitativ şi de durabilitate optim în exploatare, necesitînd un minimum de cheltuieli materiale şi de manoperă în faza de fabricaţie. Pe baza acestor direcţii generale de dezvoltare în perspectivă, în perioada 1976—1980 contribuţia ICPMA la promovarea progresului tehnic în construcţia de maşini agricole şi mecanizarea agriculturii se va materializa prin cercetare, proiectare, omologarea şi punerea în fabricaţie de serie a unui important număr de tipuri de noi de maşini şi utilaje. Această acţiune face obiectul unui program comun 1976—1980 întocmit sub coordonarea Centralei industriale de tractoare şi maşini agricole din cadrul Ministerului Industriei Construcţiilor de maşini (MICM) şi a Centralei de mecanizare a agriculturii şi producerii de utilaje pentru agricultură şi industrie alimentară din cadrul Ministerului Agriculturii şi Industriei Alimentare, de către institutele de specialitate ale celor două ministere (ICPMA şi ICMA), fiind aprobat printr-un ordin comun semnat de conducătorii acestor ministere. Menţionăm:

a) Noi tipodimensiuni şi variante cu echipamente diversificate din cadrul familiei de maşini autopropulsate pentru recoltat, dintre care:

— combina autopropulsată de mare capacitate pentru cereale păioase şi variante ale ei cu echipamente diversificate pentru păioase, porumb-ştiuleţi depănuşaţi, porumb-boabe, orez floarea-soarelui etc.;

— vindrover autopropulsat pentru furaje anuale şi perene cu echipamente pentru furaje, cereale păioase şi seminceri;

— cositoarea-greblă autopropulsată şi variante autopropulsate de tip uşor, derivate din şasiul ei autopropulsat;

— o serie de maşini autopropulsate de capacitate mică, derivate din motocarul agricol, cu echipamente pentru diverse lucrări pe pante;

— combină autopropulsată pentru recoltarea mecanizată a strugurilor;

— maşină autopropulsată pentru împrăştiat îngrăşăminte chimice şi amendamente etc.;

b) Tipodimensiuni noi din familia de pluguri, diversificate pentru tractorul U—650 şi în special pentru noile tractoare pentru pante şi pomicultură, tip SM—445 şi tip SM—800.

c) Tipodimensiuni noi din familia grapelor cu discuri pentru noile tractoare SM—800 şi cel de 180 CP.

d) Noi tipuri de freze pentru lucrat solul, destinate acestor ultime două tipuri de tractoare.

e) Tipuri noi de maşini pentru fertilizarea solului pentru tractorul de 180 CP, derivate din şasiul comun al remorcii de mare capacitate, şi anume pentru împrăştierea îngrăşămintelor chimice şi a amendamentelor, pentru împrăştiat gunoi de grajd şi pentru împrăştierea îngrăşămintelor chimice lichide.

f) Noi tipodimensiuni de utilaje pentru combaterea dăunătorilor plantelor cultivate în special în viticultură, pomicultură, cultura cartofului şi a legumelor (utilaje pentru stropit, prăfuit şi erbicidare pentru tratamente cu volum redus şi ultraredus etc.).

g) Tipuri de utilaje moderne care execută simultan semănatul şi alte operaţii pentru păioase şi porumb.

h) Un set de maşini pentru adunat fîn, căpiţat şi transportat căpiţe.

i) Tipuri noi de maşini pentru pajişti, între care o maşină combinată de frezat, semănat şi administrat îngrăşăminte.

j) Utilaje pentru mecanizarea lucrărilor zootehnice.

Diferitele tipuri noi de maşini şi utilaje pentru agricultură sînt destinate unor acţiuni importante prevăzute în programe prioritare comune ale Ministerului Agriculturii şi Industriei Alimentare şi ale Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini, ca de exemplu :

— programul prioritar de asimilare a maşinilor şi utilajelor agricole pentru tractorul de 180 CP pe roţi, inclusiv acţiunea ,,doi oameni la 100 ha'' ;

— programul prioritar de asimilare a maşinilor şi utilajelor agricole pentru mecanizarea lucrărilor pe pante.

Astfel, primul din cele două programe prioritare menţionate se referă la 21 de tipuri noi de maşini şi utilaje agricole destinate în principal lucrărilor cu tractorul de mare putere de 180 CP în curs de asimilare, dintre care :

— zece tipuri au fost asimilate şi s-au pus în fabricaţie de serie în anii 1974 şi 1975 ;

— alte tipuri vor fi puse în fabricaţie de serie în anul 1976, precum şi în anul 1977.

Al doilea program prioritar se referă la asimilarea în fabricaţie a unor tipuri noi de maşini agricole necesare pentru mecanizarea completă a lucrărilor agricole pe pante, pe baza tehnologiilor prevăzute să se aplice la culturile cerealiere, la cartofi, culturi furajere şi fîneţe, respectiv la culturile specifice zonelor colinare.

Din aceste tipuri de utilaje ce urmează a se asimila, combina autopropulsată pentru pante CP—12 va fi pusă în fabricaţie de serie în cursul anului 1976, seria zero fiind omologată în anul 1975.

* * *

Urmărind cu consecvenţă realizarea an de an, trimestru de trimestru şi lună de lună a obiectivelor privind asimilarea de noi tipuri de maşini agricole, în ritm rapid şi la un nivel de calitate ridicat, se realizează în acest fel în domeniul construcţiei de maşini agricole directivele Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român cu privire la sporirea aportului ramurii industriei construcţiei de maşini la înzestrarea economiei naţionale cu tehnică modernă. Pentru îndeplinirea sarcinilor ce revin Institutului de cercetări şi proiectări de maşini agricole în cincinalul revoluţiei tehnico-ştiinţifice, cercetătorii şi proiectanţii îşi perfecţionează continuu cunoştinţele profesionale şi metodele de lucru, asigurînd în acest fel condiţiile necesare realizării la nivelul cerinţelor tehnicii mondiale de perspectivă, a tuturor maşinilor şi utilajelor agricole prevăzute în planul de asimilare şi modernizare pe perioada 1976—1980.

Summary

The paper presents the activity of the ,,Research and Design Institute for Agricultural Machinery'', the achievements that have been obtained so far, as well as the long-term assignements in the field of conception for machines, equipments and units for agriculture and connected fields. The main achievements in this field between 1971 and 1975 are shown as examples of agricultural machinery brought in mass production. The assignments and the general directions of future development regarding research and design for agricultural machines, equipments and units and some representative examples of new types of agricultural machines that will be manufactured serially are also presented in this paper.

Résumé

L'étude présente l'activité de recherche et d'élaboration de projets de l'Institut de recherches et de projets pour les machines agricoles de Bucarest, les réalisations obtenues par les spécialistes dans ce domaine pendant la période 1971—1975, et donne quelques exemples représentatifs pour les nouveaux types de machines agricoles qui seront fabriquées en série pendant la période 1976—1980.

Zusammenfassung

Die Arbeit beschreibt die Tätigkeit des ,,Forschung- und Entwurfsinstitutes für Landmaschinen", die bis heute erzielten Ergebnisse und die zukünftigen Aufgaben auf dem Gebiet der Erzeugung von landschaftlichen Maschinen, Geräten und Ausrüstungen. Es werden zahlreiche Maschinentypen beschrieben, die heute in Grosserienproduktion eingeführt wurden. Die Arbeit weist weiter auf die allgemeinen Entwicklungslinien der Landmaschinenforschung und - entwurf hin und beschreibt auch einige repräsentative neue Typen die im Fünfjahrplan 1976—1980 in Grosserienproduktion eingeführt werden.

Резюме

В данной работе представляются особенности деятельности по исследованию и проектированию машин в рамках ,,Института по исследованию и проектированию сельскохозяйственных машин", достигнутые до сих пор результаты, а также и перспективные задачи в области создания машин, оборудований и установок для сельского хозяйства и других связанных с ним областей. Представлены самые важные достижения в данной области в период 1971—1975 гг. на пример сельскохозяйственных машин, поставленных на серийнное производство, задачи и наиболее перспективные направления развития в области исследования и проектирования, машин, оборудований и установок для сельского хозяйства. Показаны также несколько примеров основных типов сельскохозяйственных машин которые будут поставлены в серийнное производство в период 1976—1980.

CZ: 631.31

Contribuţii la construcţia plugurilor cu lăţime mare de lucru

Ing. Ilie **BABICIU**; ing. Victor **MOROŞANU** – ICPMA – Bucureşti

0. Introducere

Mărirea productivităţii la arat, reducerea necesarului de forţă de muncă şi folosirea raţională a tractoarelor de putere mare, reclamă crearea de pluguri cu lăţime mare de lucru.

Plugurile cu lăţime mare de lucru (şase la zece trupiţe) realizate pe plan mondial sînt de diferite categorii :

- purtate,
- semipurtate sau tractate ;
- cu sau fără declanşatoare pentru organele de lucru,
- cu cadrul rigid,
- cu întoarcerea brazdei într-un sens sau în dublu sens (reversibile).

Tipul plugului determină modul de cuplare al acestuia la tractorul cu care trebuie agregat, după cum urmează :

Cuplarea plugurilor purtate la tractor se face printr-un mecanism de suspendare în trei puncte, care permite mişcarea acestuia atît în plan vertical cît şi în plan orizontal. Mecanismul de suspendare este format din trei tiranţi (doi inferiori şi unul superior) fixaţi cu cîte o articulaţie la tractor, iar cu celălalt capăt prinşi de celei trei bolţuri ale dispozitivului de cuplare al plugului. Legătura dintre plug şi tractor în plan vertical este reprezentată de mecanismul patrulater *ABCD*, prezentat în figura 1.

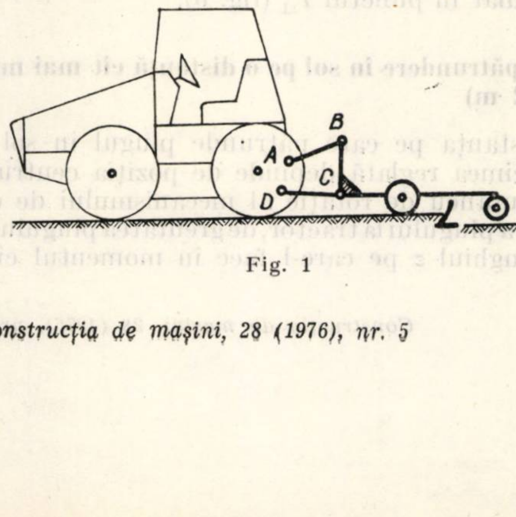


Fig. 1

Cuplarea plugurilor semipurtate la tractor se face printr-un mecanism de suspendare în două puncte, care permite mişcarea acestuia atît în plan vertical cît şi în plan orizontal. Mecanismul de suspendare în cazul agregării plugurilor semipurtate este format din tiranţii inferiori, care proiectaţi în plan vertical se suprapun unul peste altul, formînd latura *CD* a mecanismului (fig. 2).

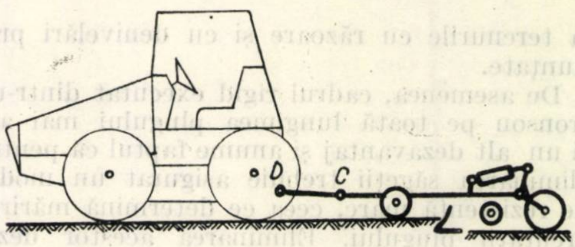


Fig. 2

Cuplarea plugurilor tractate la tractor se face printr-o cuplă şi un bolţ, de bara de tracţiune a tractorului (fig. 3).

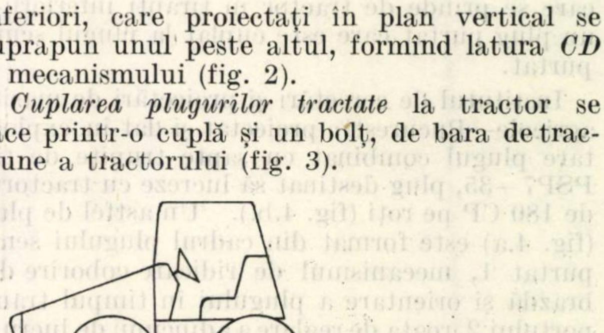


Fig. 3

Alegerea tipului de plug este determinată de :

- gradul de solicitare a mecanismului de suspendare ;
- natura trenurilor care trebuie să fie arate ;
- tipul de tractor cu care urmează să lucreze plugul.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească plugurile cu lățime mare de lucru sînt următoarele:

— să asigure o arătură uniformă pe terenuri plane și cu denivelări, deși lungimea plugului este considerabil mai mare decît a plugurilor cu lățime mică sau mijlocie;

— să aibă o pătrundere în sol pe o distanță cît mai mică;

— să evite suprasolicitarea roții de reglare a adîncimii de lucru;

— să aibă o stabilitate bună atît în plan vertical cît și în plan orizontal.

1. Asigurarea unei arături uniforme pe terenurile plane și cu denivelări

Plugurile cu lățime mare de lucru cu șase pînă la zece trupițe construite pe plan mondial au cadrul rigid, ceea ce nu le permite adaptarea la terenurile cu răzoare și cu denivelări pronunțate.

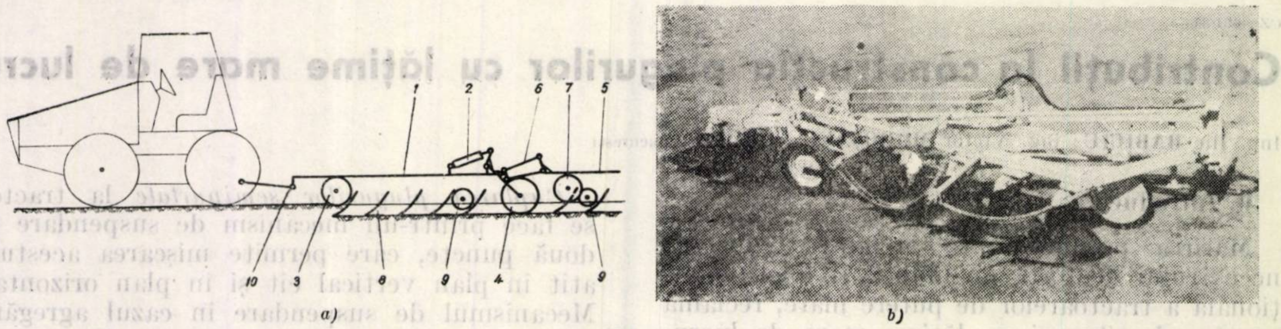


Fig. 4

De asemenea, cadrul rigid executat dintr-un tronson pe toată lungimea plugului mai are și un alt dezavantaj și anume faptul că pentru eliminarea săgeții trebuie asigurat un modul de rezistență mare, ceea ce determină mărirea greutății plugului. Eliminarea acestor dezavantaje este posibilă prin construirea unui plug combinat, format dintr-un plug semipurtat care se prinde de tractor în tiranți inferiori și un plug purtat care este cuplat la plugul semipurtat.

Institutul de cercetări și proiectări de mașini agricole—București a proiectat și dat în exploatare plugul combinat cu șapte trupițe de tip PSP7—35, plug destinat să lucreze cu tractorul de 180 CP pe roți (fig. 4.b.). Un astfel de plug (fig. 4.a) este format din cadrul plugului semipurtat 1, mecanismul de ridicare-coborîre din brazdă și orientare a plugului în timpul transportului 2, roata de reglare a adîncimii de lucru 3, roata de transport 4, cadrul plugului purtat 5, mecanismul de suspendare 6 al plugului purtat, roata de oprire 7, trupițele 8, cuțitele-disc 9, axul de prindere al plugului la tractor 10.

În figura 5 se prezintă modul de lucru a unui plug combinat, cu cadrul articulat (b) și a unui plug cu cadrul rigid (a).

Din figura 5b reiese faptul că tipul de plug cu cadrul articulat se adaptează corespunzător denivelărilor terenului, executînd o arătură uniformă și corespunzătoare cerințelor agrotehnice. Legătura dintre plugul combinat și tractor în plan vertical este reprezentată de mecanismul CD, care formează proiecția în planul orizontal a tiranților inferiori ai mecanismului de suspendare a tractorului, iar legătura dintre plugul purtat și cel semipurtat în plan vertical de mecanismul patrulater $A_1B_1C_1D_1$. Tirantul inferior se proiectează în plan vertical, formînd latura C_1D_1 a mecanismului; latura A_1B_1 reprezintă proiecția în același plan a tirantului central. Latura B_1C_1 reprezintă proiecția dispozitivului de prindere a plugului purtat la mecanismul de suspendare. Elementul B_1C_1 (deci și plugul purtat) execută în plan vertical — în timp ce roata de sprijin urmărește neregularitățile terenului — o mișcare plană în jurul centrului instantaneu de rotație I_{v1}, care se obține prin prelungirea proiecțiilor A_1B_1 și C_1D_1 pînă la intersecția lor.

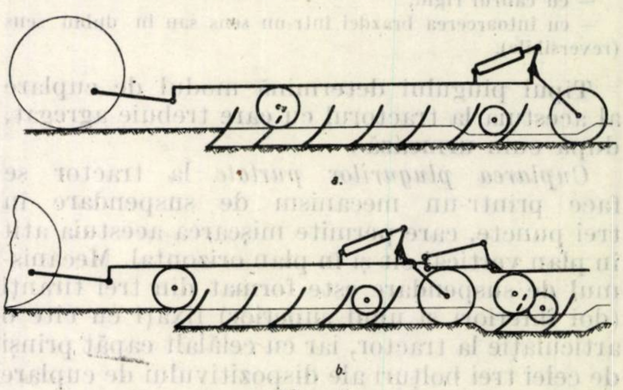


Fig. 5

În acest moment plugul poate fi considerat articulat în punctul I_{v1} (fig. 6).

2. O pătrundere în sol pe o distanță cît mai mică (1—2 m)

Distanța pe care pătrunde plugul în sol la adîncimea reglată depinde de poziția centrului instantaneu de rotație al mecanismului de cuplare a plugului la tractor, de greutatea plugului G, de unghiul ε pe care-l face în momentul cînd vîrful brăzdarului atinge solul, de planul de sprijin al trupiţei cu planul orizontal şi de unghiul pe care îl face brăzdarul cu fundul brazdei. Stabilirea poziţiei centrului instantaneu de rotaţie al mecanismului de cuplare a plugului la tractor este determinată de direcţia rezultatelor $\bar{R}_t^a$ şi $\bar{R}_t^p$ astfel :

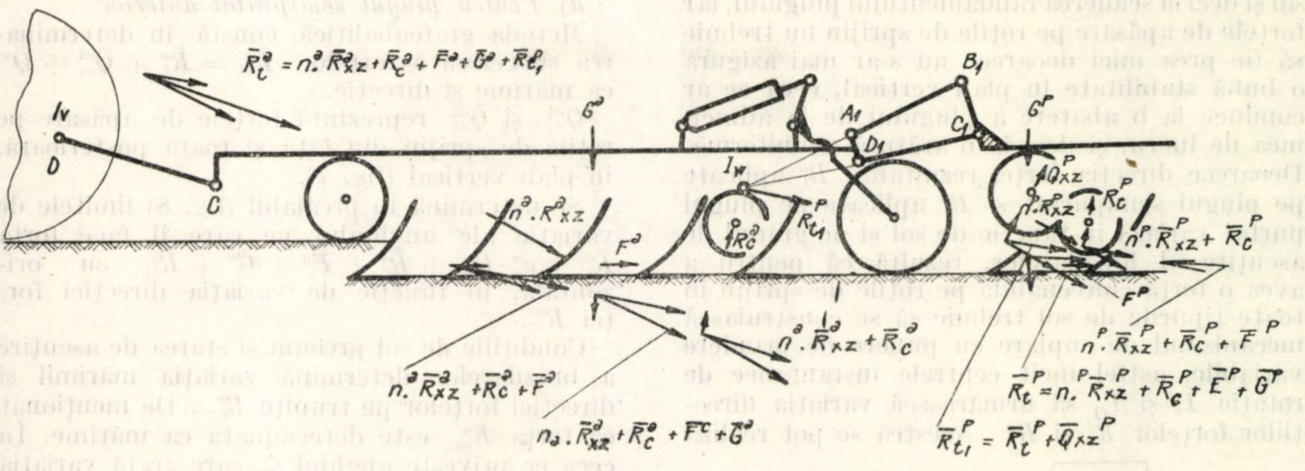

$\bar{R}_t^a = n^a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{R}_c^a + F^a + \bar{G}^a + \bar{R}_{t1}^p$
Iv
D
C
G^a
$n^a \cdot R_{xz}^a$
F^a
$n^a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a$
$n_a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{R}_c^a + F^c + \bar{G}^a$
B_1
A_1
C_1
D_1
G^p
I_w
R_c^a
R_{t1}^p
Q_{xz}^p
$n^p \cdot R_{xz}^p$
R_c^p
$n^p \cdot \bar{R}_{xz}^p + \bar{R}_c^p$
F^p
$n^a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{R}_c^a$
$n^p \cdot \bar{R}_{xz}^p + \bar{R}_c^p + \bar{F}^p$
$\bar{R}_t^p = n^p \cdot \bar{R}_{xz}^p + \bar{R}_c^p + \bar{E}^p + \bar{G}^p$
$\bar{R}_{t1}^p = \bar{R}_t^p + \bar{Q}_{xz}^p$

Fig. 6

a) Pentru plugul semipurtat care se leagă de tractor :

$$\bar{R}_t^a = n^a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}_{t1}^p$$

unde :

R_{xz}^a este proiecţia în plan vertical a rezultantei forţelor elementare care acţionează pe tăişul brăzdarului şi pe suprafaţa activă a trupiţei ;

n^a — numărul de trupiţe de pe plugul semipurtat ;

F^a — forţa de frecare între plaz şi peretele vertical al brazdei ;

R_c^a — forţa de acţionare asupra cuţitului disc în planul xz (vertical) ;

R_{t1}^p — forţa rezistentă dată de plugul purtat posterior, care este aplicată în centrul instantaneu I_{v1}.

b) Pentru plugul purtat care se leagă de plugul semipurtat anterior :

$$\bar{R}_t^p = n^p \cdot \bar{R}_{xz}^p + \bar{R}_c^p + \bar{F}^p + \bar{G}^p$$

unde elementele din formulă au aceeaşi semnificaţie ca în formula anterioară cu referire la plugul purtat.

Condiţia de bază pentru ca atît plugul semipurtat cît şi cel purtat să pătrundă în sol este ca centrele instantanee de rotaţie să se afle totdeauna sub direcţia rezultantelor R_t^a şi R_t^p care acţionează asupra plugurilor. În acest caz forţele R_t^a şi R_t^p dau cîte un moment în jurul centrelor instantanee I_v şi I_{v1}, care tinde să introducă plugul în sol. În cazul în care centrele instantanee de rotaţie I_v şi I_{v1} se află deasupra direcţiei rezultantelor R_t^a şi R_t^p, acestea dau cîte un moment care tinde să scoată plugul din brazdă.

Greutatea plugului semipurtat G^a şi greutatea plugului purtat G^p determină prin mărimea lor şi punctele lor de aplicaţie înclinarea forţelor rezultante R_t^a şi R_t^p şi în consecinţă direcţia şi mărimea forţei de pătrundere a plugului în sol. Unghiul ε pe care îl face în momentul cînd vîrful brăzdarului atinge solul planul de sprijin al trupiţei cu planul orizontal, se determină prin relaţia :

$$\varepsilon = \text{arc ctg } \frac{S_1}{a}$$

unde :

S_1 este distanţa pe care se produce pătrunderea plugului în sol ;

a — adîncimea de lucru.

Valoarea unghiului ε pentru plugurile purtate este indicată de literatura de specialitate ca fiind cuprinsă între 3 şi 5°.

Unghiul de aşezare (măsurat într-un plan vertical perpendicular pe tăişul brăzdarului) pe care-l face brăzdarul cu fundul brazdei influenţează pătrunderea şi stabilitatea plugului în brazdă precum şi mărimea sau micşorarea forţei pentru deformarea brazdei. De menţionat că plugul o dată ajuns la adîncimea reglată, tăişul brăzdarelor trebuie să fie paralel cu solul. În acest sens plugul se reglează prin scurtarea sau lungirea tirantului central al mecanismului de suspendare la plugul purtat şi prin mecanismele roţii de reglaj a adîncimii de lucru anterioare şi a roţii posterioare la cel semipurtat.

3. Evitarea suprasolicitării roţii de reglare a adîncimii de lucru şi o stabilitate bună atît în plan vertical cît şi în plan orizontal

Funcţie de condiţiile de sol şi de adîncimea de lucru, momentele date de forţele R_t^a şi R_t^p

(fig. 6) care tind să introducă plugul în sol nu trebuie să aibă o valoare prea mare pentru a nu da naștere unei forțe mari pe roțile de sprijin, ceea ce ar conduce la pătrunderea lor în sol și deci la scăderea randamentului plugului, iar forțele de apăsare pe roțile de sprijin nu trebuie să fie prea mici deoarece nu s-ar mai asigura o bună stabilitate în plan vertical, ceea ce ar conduce la o abatere a plugului de la adîncimea de lucru, și deci la o arătură neuniformă. Deoarece direcția forței rezultante R_t^a aplicate pe plugul semipurtat și R_t^p aplicate pe plugul purtat variază în funcție de sol și de gradul de ascuțire al brăzdarelor, rezultă că pentru a avea o forță convenabilă pe roțile de sprijin în toate tipurile de sol trebuie să se construiască mecanismul de cuplare cu puncte de prindere variabile, astfel încît centrele instantanee de rotație I_v și I_{v1} să urmărească variația direcțiilor forțelor R_t^a și R_t^p. Acestea se pot realiza practic prin dotarea plugului cu mai multe puncte de prindere pe verticală pentru tiranții inferiori ai plugului semipurtat anterior și cu mai multe puncte de prindere pe verticală pentru tiranții inferiori și pentru tirantul central la plugul purtat posterior.

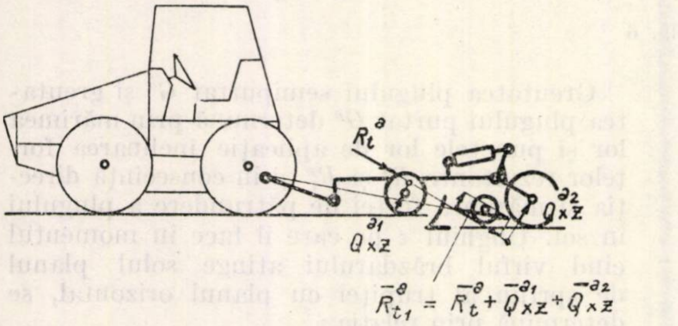

R_t^a
Q_{xz}^{a2}
Q_{xz}^{a1}
$\bar{R}_{t1}^a = \bar{R}_t^a + \bar{Q}_{xz}^{a1} + \bar{Q}_{xz}^{a2}$

Fig. 7

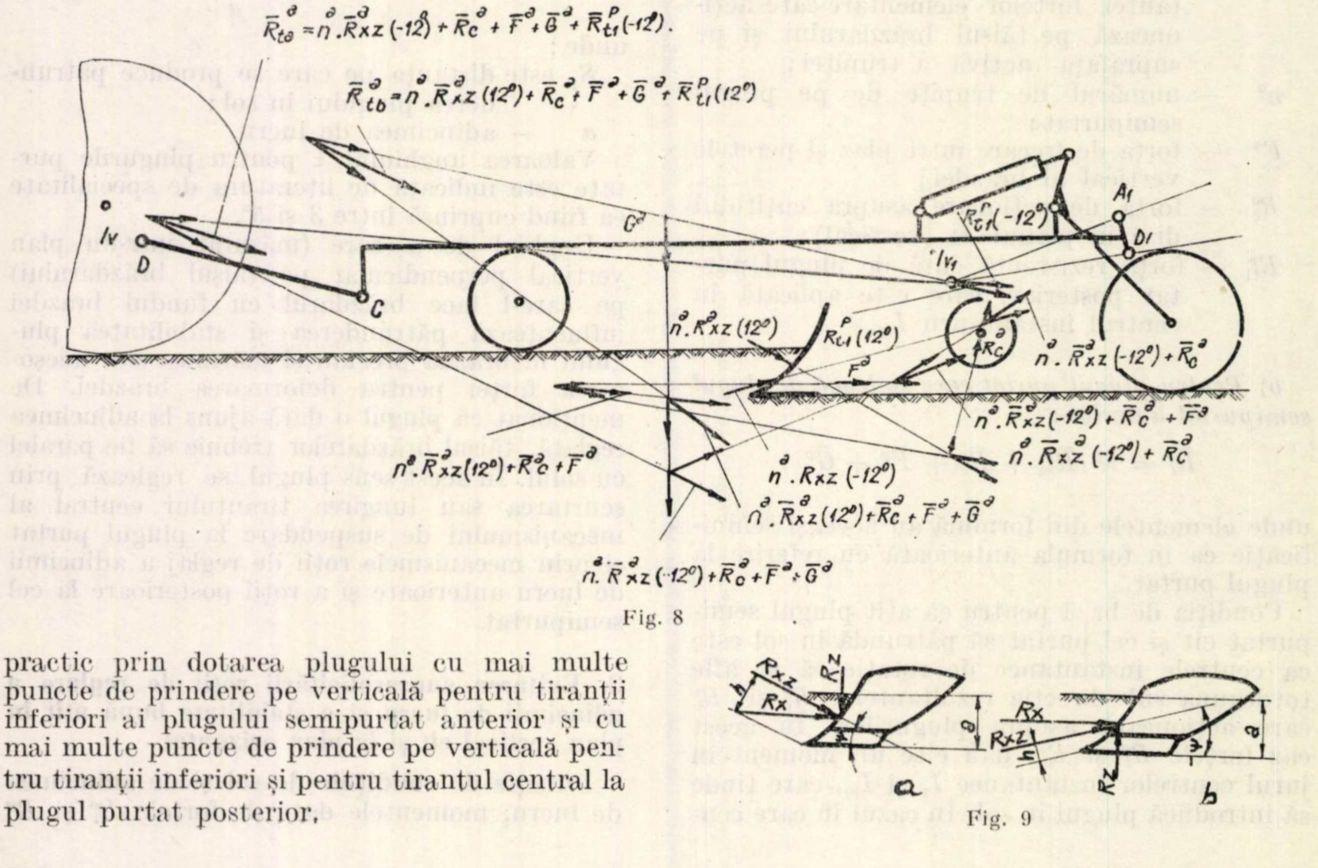

$\bar{R}_{ta}^a = n^a . \bar{R}_{xz}^a (-12^0) + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}_{t1}^p (-12^0).$
$\bar{R}_{tb}^a = n^a . \bar{R}_{xz}^a (12^0) + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}_{t1}^p (12^0)$
I_v
D
C
G^a
$R_{t1}^p(-12^0)$
A_1
D_1
I_{v1}
$n^a . R_{xz}^a (12^0)$
$R_{t1}^p (12^0)$
R_c^a
$n^a . \bar{R}_{xz}^a (-12^0) + \bar{R}_c^a$
F^a
$n^a . \bar{R}_{xz}^a (-12^0) + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a$
$n^a . \bar{R}_{xz}^a (-12^0) + \bar{R}_c^a$
$n^a . \bar{R}_{xz} (12^0) + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a$
$n^a . R_{xz} (-12^0)$
$n^a . \bar{R}_{xz}^a (12^0) + \bar{R}_c + \bar{F}^a + \bar{G}^a$
$n^a . \bar{R}_{xz}^a (-12^0) + \bar{R}_c^a + \bar{F}^a + \bar{G}^a$

Fig. 8

Poziția optimă a centrelor instantanee de rotație I_v și I_{v1} funcție de variația forțelor R_t^a și R_t^p se poate determina grafoanalitic sau analitic:

a) Pentru plugul semipurtat anterior

Metoda grafoanalitică constă în determinarea succesivă a forțelor $\bar{R}_{t1}^a = \bar{R}_t^a + \bar{Q}_{xz}^{a1} + \bar{Q}_{xz}^{a2}$ ca mărime și direcție.

Q_{xz}^{a1} și Q_{xz}^{a2} reprezintă forțele de apăsare pe roțile de sprijin din față și roata posterioară, în plan vertical (fig. 7).

Se determină în prealabil (fig. 8) limitele de variație ale unghiului pe care îl face forța $\bar{R}_t^a = n^a \cdot \bar{R}_{xz}^a + \bar{\bar{R}}_c^a + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}_{t1}^p$ cu orizontala, în funcție de variația direcției forței R_{xz}^a.

Condițiile de sol precum și starea de ascuțire a brăzdarelor determină variația mărimii și direcției forțelor pe trupițe R_{xz}^a. De menționat că forța R_{xz}^a este determinată ca mărime. În ceea ce privește unghiul ψ, care arată variația direcției forței R_{xz}^a în plan vertical, poate avea valori cuprinse între plus 12° și minus 12° (fig. 9). Unghiul ψ este unghiul pe care îl face suportul forței R_{xz}^a cu planul orizontal.

Distanța h de la vîrful brăzdarului pînă la direcția forței R_{xz} este egală cu aproximativ jumătate din adîncimea arăturii în cazul valorilor pozitive ale unghiului ψ (fig. 9 a) și cu o treime în cazul valorilor negative (fig. 9 b).

Mărimea forței R_t^a se ia ca valoare maximă, funcție de lățimea de lucru a plugului, de adîn-

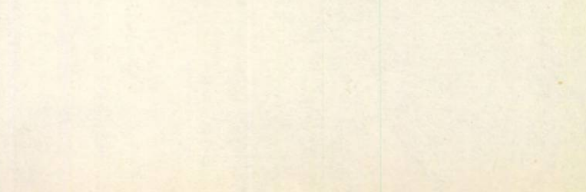

R_{xz}
R_z
R_x
h
a
ψ
a
R_x
R_{xz}
h
R_z
a
ψ
b

Fig. 9

cimea maximă şi de posibilităţile de tracţiune ale tractorului.

Direcţia forţei R^a_t se determină în funcţie de variaţia direcţiei forţei R^a_{xz} pentru $\psi = \pm 12^\circ$, în care caz forţa R^a_t devine R^a_{ta} (pentru $\psi = -12^\circ$), respectiv R^a_{tb} (pentru $\psi = +12^\circ$).

Se determină direcţia şi mărimea forţei R^a_t.

– Cazul R^a_{ta} cînd suportul forţei R^a_{xz} este înclinat cu unghiul $\psi = -12^\circ$ faţă de orizontală (cazul cel mai defavorabil pentru pătrunderea plugului în sol). În această situaţie avem :

$$\bar{R}^a_{ta} = n^a \cdot \bar{R}^a_{xz\,(-12^\circ)} + \bar{R}^a_c + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}^p_{t1\,(-12^\circ)}$$

– Cazul R^a_{tb}, cînd suportul forţei R^a_{xz} este înclinat cu unghiul $\psi = +12^\circ$ faţă de orizontală (cazul cînd apare apăsarea cea mai mare pe roata de sprijin).

În această situaţie avem :

$$\bar{R}^a_{tb} = n^a \cdot \bar{R}^a_{xz\,(12^\circ)} + \bar{R}^a_c + \bar{F}^a + \bar{G}^a + \bar{R}^p_{t1\,(12^\circ)}$$

Se duce prin axele roţilor de sprijin anterioare şi posterioare cîte o dreaptă înclinată sub unghiul $\delta = \text{arc tg } f$ (fig. 10), unde f este coeficientul rezistenţei la rulaj, obţinînd direcţiile suporturilor forţelor Q^{a1}_{xz} şi Q^{a2}_{xz} de apăsare pe roţile de sprijin anterioare şi posterioare. Din încercările efectuate pînă în prezent rezultă că pentru asigurarea stabilităţii plugului în plan vertical apăsările pe fiecare roată, respectiv pe roata anterioară şi posterioară, trebuie să fie cuprinse între anumite limite şi anume :

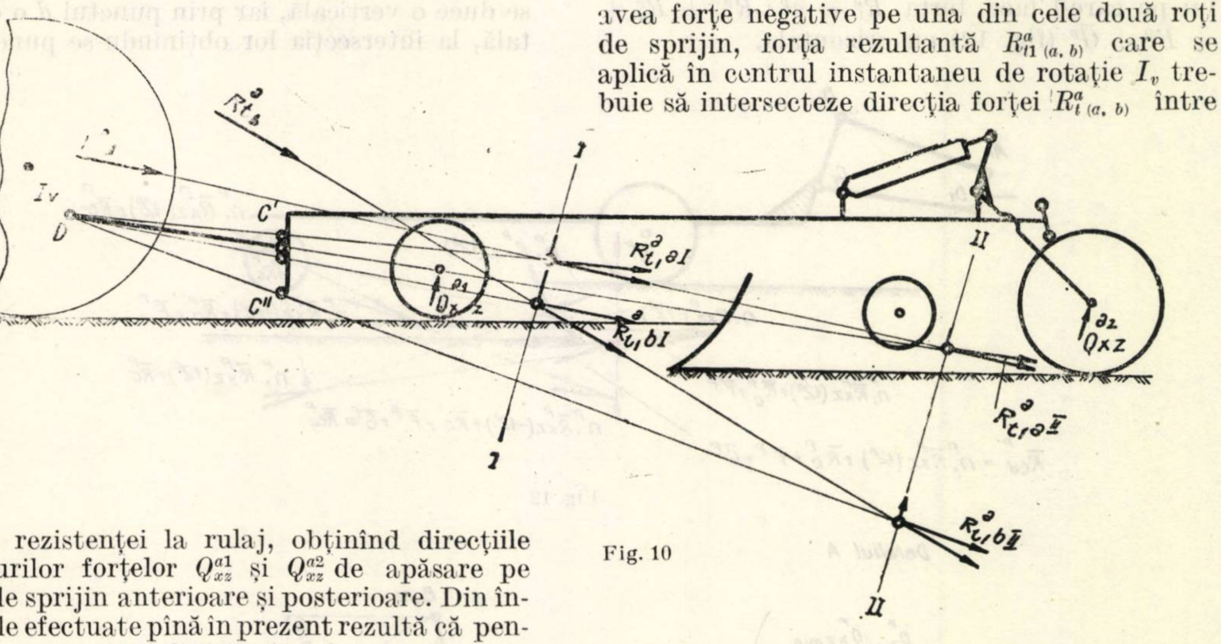


Fig. 10

Forţa maximă $Q^{a1}_{z\,max}$ de apăsare pe roata de sprijin anterioară nu trebuie să depăşească 30° kgf, altfel roata se afundă in sol şi micşorează randamentul plugului, ca urmare a măririi rezistenţei la rulaj, provocînd totodată şi o neuniformitate a adîncimii arăturii. De asemenea, forţa minimă $Q^{a1}_{z\,min}$ de apăsare pe roată de sprijin anterioară nu trebuie să fie mai mică de 100 kgf, altfel plugul nu are stabilitate în plan vertical ceea ce are ca urmare tot o arătură neuniformă.

Mărimea maximă a forţei de apăsare pe roata posterioară de sprijin $Q^{a2}_{z\,max}$ este de 300 kgf, iar forţa minimă $Q^{a2}_{z\,min}$ de 100 kgf. Limitele maximă şi minimă de apăsare pe roata de sprijin sînt impuse de asigurarea stabilităţii plugului în plan vertical.

Se compun grafic forţele paralele de apăsare pe roţile de sprijin pentru cele două cazuri extreme :

$$\bar{Q}^a_{xz} = \bar{Q}^{a1}_{xz} + \bar{Q}^{a2}_{xz}$$

În cazul cînd $Q^{a1}_{xz} = 0$

rezultă :

$$Q^a_{xz\,(\psi=-12^\circ)} = Q^{a2}_{xz\,max\,(\psi=-12^\circ)}$$

$$Q^a_{xz\,(\psi=12^\circ)} = Q^{a2}_{xz\,max\,(\psi=12^\circ)}$$

În cazul cînd $Q^{a2}_{xz} = 0$

rezultă :

$$Q^a_{xz\,(\psi=-12^\circ)} = Q^{a1}_{xz\,max\,(\psi=-12^\circ)}$$

$$Q^a_{xz\,(\psi=12^\circ)} = Q^{a1}_{xz\,max\,(\psi=12^\circ)}$$

Din cele de mai sus rezultă că pentru a nu avea forţe negative pe una din cele două roţi de sprijin, forţa rezultantă $R^a_{t1\,(a,\,b)}$ care se aplică în centrul instantaneu de rotaţie I_v trebuie să intersecteze direcţia forţei $R^a_{t\,(a,\,b)}$ între punctele de intersecţie ale forţei $R^a_{t\,(a,\,b)}$ cu forţele Q^{a1}_{xz} şi Q^{a2}_{xz}.

Pentru îndeplinirea condiţiilor impuse anterior privind existenţa unor forţe minime pe oricare din roţile de sprijin trebuie ca între forţele Q^{a1}_{xz} şi Q^{a2}_{xz} să fie un raport $\alpha = \dfrac{Q^{a1}_{xz}}{Q^{a2}_{xz}}$.

În acest sens se determină grafic, funcţie de apăsarea minimă sau maximă pe fiecare roată de sprijin, punctele de cuplare ale tiranţilor inferiori pe plug. Se alege raportul α între limitele 0,3 şi 3, deci forţa Q^a_{xz} poate să se găsească între liniile I – I şi II – II (fig. 10).

Se unesc punctele de intersecție ale liniilor I—I și II—II cu forțele R^a_{ta} și R^a_{tb} cu punctul I_v, obținînd pe plug punctele extreme de cuplare ale tiranților inferiori C' și C''. Asigurarea stabilității plugului în celelalte condiții de sol se va realiza prin practicarea unor puncte de cuplare (ale tiranților tractorului) intermediare pe bara de tracțiune a plugului. Condiția de pătrunderea a plugului în sol este determinată de direcția suportului forțelor R_{ta} și R_{tb} :

— Dacă suportul forței $R_{t\,(a,\,b)}$ trece pe deasupra punctului I_v atunci plugul are tendința de pătrundere.

— Dacă suportul forței $R_{t\,(a,\,b)}$ trece prin punctul I_v atunci avem echilibrul plugului.

— Dacă suportul forței $R_{t\,(a,\,b)}$ trece pe sub punctul I_v atunci plugul are tendința de ieșire din brazdă (fig. 9).

b. Pentru plugul purtat posterior

Se aplică metoda grafoanalitică, care constă în determinarea succesivă a forțelor :

$\bar{R}^p_{t1} = \bar{R}^p_t + Q^p_{xz}$ ca mărime și direcție (fig. 11).

Se determină limitele de variație ale unghiului pe care-l face forța $\bar{R}^p_t = n^p \cdot \bar{R}^p_{xz} + \bar{R}^p_c + \bar{F}^p + \vec{G}^p$ (fig. 12) cu orizontala.

Condițiile pentru determinarea forței R^p_t sînt identice cu cele pentru plugul semipurtat. Astfel, se vor obține :

$$\bar{R}^p_{ta} = n^p \cdot \bar{R}^p_{xz\,(-12°)} + \bar{R}^p_c + \bar{F}^p + \vec{G}^p$$

$$\bar{R}^p_{td} = n^p \cdot \bar{R}^p_{xz\,(12°)} + \bar{R}^p_c + \bar{F}^p + \vec{G}^p$$

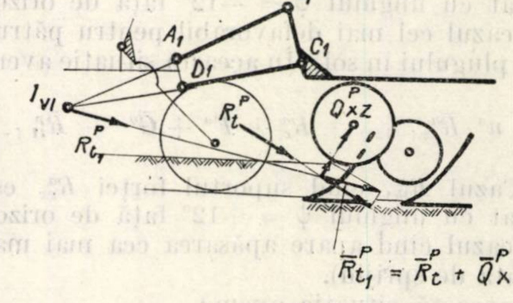

B1
A1
C1
D1
Ivl
Rt1 P
Rt P
Qxz P
R̄t1 P = R̄t P + Q̄xz P

Fig. 11

Se duce prin axa roții de sprijin o dreaptă înclinată cu unghiul δ = arc tgf (fig. 13).

Se mută succesiv forțele R^p_{ta} și R^p_{td} pe suporturile lor pînă intersectează direcția forței Q^p_{xz}, obținînd punctele *a* și *d*. Prin punctul *a* se duce o verticală, iar prin punctul *d* o orizontală, la intersecția lor obținîndu-se punctul d_1.

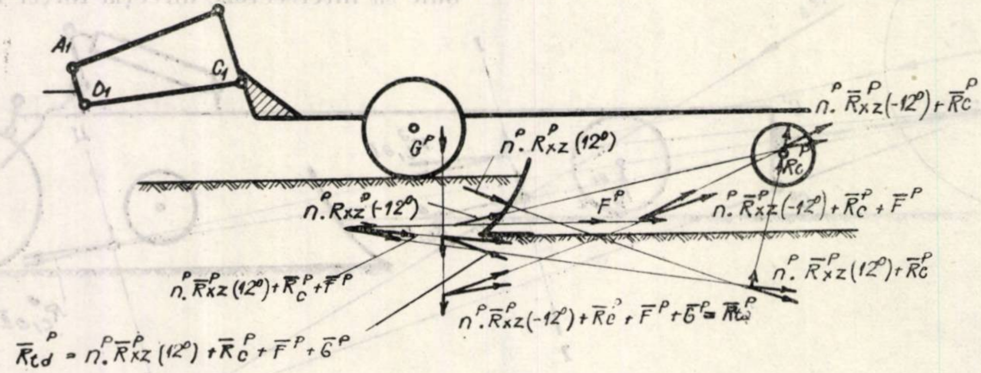

B1
A1
C1
D1
G P
n P. Rxz P (12°)
n P. R̄xz P(-12°) + R̄c P
Rc P
n P. Rxz P(-12°)
F P
n P. R̄xz P(-12°) + R̄c P + F̄ P
n P. R̄xz P(12°) + R̄c P
n P. R̄xz P(12°) + R̄c P + F̄ P
n P. R̄xz P(-12°) + R̄c P + F̄ P + Ḡ P = R̄ta P
R̄td P = n P. R̄xz P (12°) + R̄c P + F̄ P + Ḡ P

Fig. 12

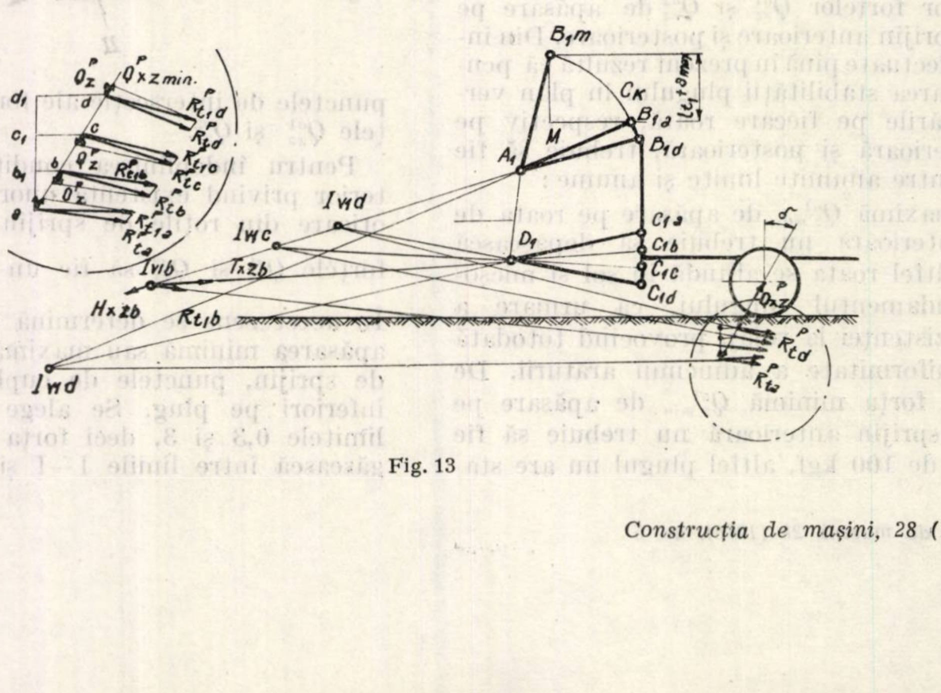

Detaliul A
Qz P
Qxz min. P
d1
d
Rt1d P
Rtd P
c1
c
Rt1a P
Rtc P
b
b1
Qz P
Rt1b P
Rtb P
a
Qz P
Rt1a P
Rta P
Ivid
Ivic
Ivib
Txzb
Hxzb
Rt1b
Ivid
B1m
CK
B1a
B1d
M
A1
(t1+8mm)
C1a
C1b
C1c
C1d
D1
δ
Qxz P
Rtd P
Rta P

Fig. 13

La scara de reprezentare a forțelor se determină lungimea de segment corespunzătoare forței $Q^p_z = 150$ kgf, unde $Q^p_z = Q^p_{xz} \cos \delta$. Se împarte lungimea segmentului ad_1 la lungimea segmentului Q^p_z, obținînd un număr de intervale ab_1, b_1c_1, c_1d_1 etc. Fiecare interval acoperă un domeniu de variație a forței R^p_t, și corespunzător cu el se va determina un centru instantaneu pentru care forța nu va putea depăși valoarea de 150 kgf. Prin punctele b_1, c_1 etc., se duc paralele la dreapta dd_1, pînă intersectează direcția forței Q^p_{xz}, obținînd punctele b, c etc. Prin punctele de intersecție a forțelor R^p_{ta} și R^p_{td} cu direcția forței Q^p_{xz} se ridică cîte o verticală. Se alege pentru fiecare caz mărimea forței de apăsare Q^p_z pe roata de sprijin de 50 kgf. Se descompune forța Q^p_z pe direcția forței Q^p_{xz}, obținînd în fiecare punct de intersecție forța Q^p_{min}, apoi se compune forța Q^p_{min} cu R^p_{ta} și R^p_{td}, obținînd cîmpul de variație a direcției forței, $R^p_{t1\,(a,\,b,\,c,\,d)}$ funcție de condițiile de sol. Se prelungesc suporturile forțelor R^p_{t1a} și R^p_{t1d} în stînga, obținînd un fascicul de drepte.

Din punctul A_1 cu o deschidere de compas egală cu lungimea medie a tirantului superior A_1B_1 se trasează un arc de cerc C. Prin punctul A_1 se ridică o rază sub unghiul maxim pe care îl poate face tirantul superior cu orizontala pînă intersectează arcul de cerc C_k, obținînd punctul B_{1m}. Din punctul B_{1m} se coboară o verticală pe care se ia lungimea $B_{1m}M$ egală cu lungimea de transport cerută prin tema de proiectare (circa 200—300 mm), la care se adaugă adîncimea maximă de lucru.

Prin punctul M se duce o orizontală care intersectează cercul C_k în punctul B_{1a}. Se unește punctul B_{1a} cu A_1, prelungind segmentul respectiv în stînga pînă intersectează suportul forței R^p_{t1a}, și se obține punctul I_{v1a} care reprezintă centrul instantaneu de rotație pentru cazul cel mai defavorabil, cînd forța R^p_{xz} face cu orizontala unghiului $\psi = -12°$. Se unește punctul I_{v1a} cu punctul D_1, prelungind segmentul respectiv pînă în punctul C_{1a} și obținînd în felul acesta poziția proiecției tirantului inferior D_1C_{1a} în plan vertical. Unind punctele B_{1a} cu C_{1a} se obține lungimea barei verticale de la avantrenul plugului $B_{1a}C_{1a}$ pentru $\psi = -12°$.

Pentru cazul cînd forța R^p_{xz} face cu orizontala unghiului $\psi = +12°$, se procedează în felul următor:

Se alege distanța minimă de la axa plugului C_{1d} pînă la sol, determinată de condiția eliminării înfundărilor cu paie și buruieni, în special cînd sînt umede (experimental s-a determinat înălțimea minimă $I_{min} = 260 \ldots 350$ mm). Se unește punctul C_{1d} cu punctul D_1, obținînd proiecția tirantului inferior în plan vertical.

Dreapta $C_{1d}D_1$ se prelungește în stînga pînă se obține intersecția cu direcția suportului forței R^p_{t1d} în punctul I_{vid}. Se unește punctul I_{vid} cu punctul A_1. Dreapta $I_{vid}A_1$ se prelungește pînă intersectează cercul C_k, obținînd punctul B_{1d}. Se unește punctul B_{1d} cu punctul C_{1d}, obținînd noua lungime a elementului $B_{1d}C_{1d}$ de la avantrenul plugului purtat. În felul acesta se determină limitele de reglaj maxime ale punctelor C_1 și B_1 de pe plug, care satisfac condiția de echilibru precum și limitele de apăsare pe roata de sprijin pentru cele două cazuri ale forțelor R^p_{t1a} și R^p_{t1d}.

La determinarea poziției punctelor de reglare ale axului plugului și ale articulației tirantului superior de pe plug, pentru cazurile cînd asupra plugului acționează forțele Rt^P_{1p} și Rt^p_{1c}, se procedează după cum se precizează în continuare.

Se împarte distanța $C_{1a}C_{1d}$ (fig. 13) în atîtea părți la cîte s-a împărțit și distanța ad_1 (de exemplu în trei părți egale), obținînd segmentele $C_{1a}C_{1b}$; $C_{1b}C_{1c}$ și $C_{1c}C_{1d}$. Deoarece distanța pe rază între coarda $C_{1a}C_{1d}$ și arcul de cerc cu raza D_1C_{1a} este foarte mică, se poate neglija, considerînd deci că și punctele C_{1a} și C_{1d} se află pe coarda $C_{1a}C_{1d}$. Prin punctele C_{1d}, C_{1c} și D_1 se duc două drepte concurente care se prelungesc pînă intersectează dreapta $B_{1d}A_1$, obținînd în felul acesta noile centre instantanee de rotație I_{v1b} și I_{v1c}. Pentru ca plugul să fie în echilibru pentru noile poziții de reglaj ale tiranților inferiori este necesar ca direcțiile forțelor R^P_{t1b} și R^P_{t1c} să treacă prin centrele instantanee de rotație I_{v1b} și I_{v1c}. În această situație se unesc punctele I_{v1b} și I_{v1c} cu punctele b și c, obținînd în felul acesta direcția și mărimea forțelor R^P_{t1b} și R^P_{t1c}, care pentru ușurarea calculului se consideră egale: $R^P_{t1a} = R^P_{t1b} = R^P_{t1c} = R^P_{t1d}$.

Din punctele de insersecție ale forțelor R^p_{t1b} și R^p_{t1c} cu direcția forței Q^p_{xz} se coboară cîte o verticală pe care se iau forțe egale cu forța $Q^p_z = 50$ kgf dar cu sens invers. Din capătul fiecărui segment se duce cîte o orizontală pînă intersectează direcția forței Q^P_{xz}, determinînd în felul acesta mărimea forței Q^P_{min}. Se scade din forțele R^P_{t1c} și R^P_{t1b} forța $Q,^P_{min}$, obținînd forțele R^P_{tb} și R^P_{tc}. Dacă se scad grafic forțele $\bar{R}^P_{tb} - \bar{F}^P - \bar{G}^P \bar{R}^P_c = n^P \cdot \bar{R}^P_{xz}$ rezultă direcția și mărimea forței pe trupițe. Același procedeu se aplică și pentru forța R^p_{tc}. Cunoscînd direcția și mărirea forței R^p_{xz} pentru cele două reglaje intermediare se pot face recomandări în cartea tehnică a plugului privind reglajul în funcție de condițiile de sol.

Punctele B_{1a} și B_{1b} reprezintă punctele de reglaj ale tirantului superior în plan vertical. Punctele C_{1a}, C_{1b}, C_{1c} și C_{1d} reprezintă punctele de reglaj ale tirantului inferior în plan vertical, astfel încît să se respecte condiția

$$Q^P_{min} < Q^P_{xz} < Q^P_{max} (50 \text{ kgf} < Q^P_z < 150 \text{ kgf})$$

Pentru determinarea forțelor $H_{xz(a,a,c,d)}$ și $T_{xz(a,c,c,d)}$, forțele R^P_{t1a}, R^P_{t1b}, R^P_{t1c} și R^P_{t1d} se deplasează succesiv în punctele I_{v1a}, I_{v1b}, I_{v1c}, și I_{v1d} și se descompun după cele două direcții pentru fiecare reglaj, respectiv A_1B_{1a} și D_1C_{1a}; A_1B_{1d} și D_1C_{1b}; A_1B_{1d} și D_1C_{1c} și A_1B_{1d} și D_1C_{1d}. Echilibrul plugului în timpul lucrului pentru fiecare reglaj în parte este determinat de condițiile grafice de echilibru, care sînt următoarele :

— poligonul forțelor care acționează asupra agregatului trebuie să se închidă, adică rezultanta tuturor forțelor trebuie să fie egală cu zero ;

— rezultanta $\bar{R}^P_{l1(a,b,c,d)} = \bar{Q}^P_{xz} + \bar{R}^P_{l\,(a,b,c,d)}$ trebuie să treacă prin punctul $I_{v1\,(a,b,c,d)}$, astfel încît forțele $T_{xz\,(a,b,c,d)}$, $H_{xz(a,b,c,d)}$ și $R^P_{l1(a,b,c,d)}$ să fie concurente, deci $\Sigma M_{(a,b,c,d)} = 0$.

Valoarea forței de frecare pe plaz se poate lua la început $F = \dfrac{R_x}{6}$

Valorile forțelor de pe cuțitul-disc se pot lua după cum urmează :

$R_{cx} = 70\ldots90;\ 120\ldots150;\ 180\ldots220$ kgf

corespunzător solurilor cu rezistență specifică la arat :

$K = 0{,}4;\ 0{,}6;$ și $0{,}8$ kgf/cm² și

$R_{cz} = (1{,}0\ldots1{,}3)\, R_{cx}$.

Forța rezultantă ce acționează pe disc va fi :

$$\bar{R}_c = \bar{R}_{cx} + \bar{R}_{cz}$$

Metoda analitică constă în determinarea domeniului de variație a necunoscutelor b, α, β, T_{xz} și H_{xz},

unde :

b este lungimea elementului B_1C_1 al avantrenului plugului ;
α — unghiul pe care-l face tirantul superior cu orizontala ;
β — unghiul pe care-l face tirantul inferior cu orizontala ;
T_{xz} — forța care acționează în tirantul inferior ;
H_{xz} — forța care acționează în tirantul superior.

Pentru a determina pozițiile superioare ale punctelor B_{1a} și C_{1a} (fig. 14) care se calculează pentru forța $n^P \cdot R^P_{xw}$ aflată la un unghi $\psi = -12°$, se scriu ecuațiile de echilibru ale plugului în plan vertical în timpul lucrului, punînd condiția ca punctul B_{1a} (care pentru poziția de transport se ridică cu o distanță egală cu suma dintre lumina de transport $- 1_{tr}$ și adîncimea maximă de lucru $- a_{max}$) să ajungă în B_{1m} (poziția limită superioară a tirantului superior, aflat la înălțimea M de la sol), lăsînd o lumină de transport de aproximativ 200—300 mm. Se impune ca forța Q^P_z să nu depășească valoarea de 50 kgf.

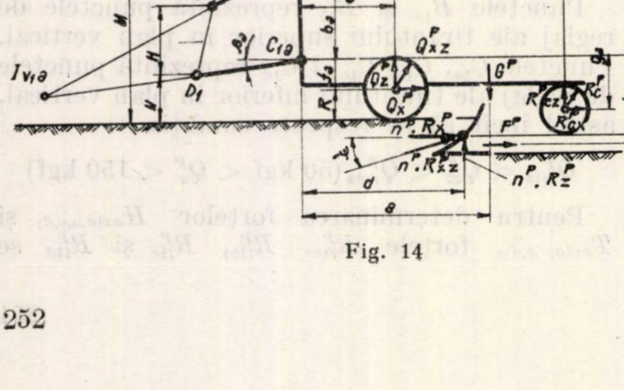


Fig. 14

Din figura 14 se pot scrie următoarele ecuații :

$$\Sigma F_{ix} = Q^P_x + R^P_{cx} + F^P + n^P \cdot R^P_x + H_{xza} \cdot$$

$$\cdot \cos\alpha_a - T_{xza} \cdot \cos\beta_a = 0; \qquad (1)$$

$$\Sigma F_{iz} = Q^p_z + R^p_{cz} - G^p + n^P \cdot R^P_z + H_{xza} \cdot$$

$$\cdot \sin\alpha_a - T_{xza} \cdot \sin\beta_a = 0; \qquad (2)$$

$$\Sigma M_{i(ca)} = H_{xza} \cdot \cos\alpha_o \cdot b_a + G^P \cdot a - Q^P_x \cdot f_a -$$

$$- n^P \cdot R^P_z \cdot \alpha - n^P \cdot R^P_z \cdot h_a - F^P \cdot m_a - R^P_{cx} \cdot$$

$$\cdot g_a - Q^P_r \cdot C - R^P_{cr} \cdot e = 0 \qquad (3)$$

precum și încă două ecuații :

$$b_a = H + r_1 \cdot \sin\alpha_a - r_2 \cdot \sin\beta_a; \qquad (4)$$

$$\sin\alpha = \frac{M - H - N - L_{tr} - a_{max}}{r_1} \qquad (5)$$

unde :

r_1 este lungimea medie a proiecției tirantului superior ;
r_2 — lungimea tirantului inferior,

iar celelalte elemente sînt conform notației din figura 14. Cunoscînd că distanțele f_a, m_a, g_a, h_a se pot exprima funcție de unghiul β_a, de exemplu : $f_a = N + r_2 \cdot \sin\beta_a - R_0$, rezultă un sistem de cinci ecuații cu cinci necunoscute, care poate fi rezolvat, obținînd valorile b_a, α_a, β_a, T_{xza} și H_{xza}.

Pentru a determina pozițiile inferioare ale punctelor B_{1d} și C_{1d} (fig. 15) care se calculează pentru forța $n^p \cdot R^p_{xz}$ aflată la un unghi $\psi = 12°$, se scriu ecuațiile de echilibru ale plugului în plan vertical în timpul lucrului, punînd condiția ca punctul C_{1d} să se afle la înălțimea $I_{min} = 200\ldots300$ mm de la sol, înălțime care să nu permită înfundările.

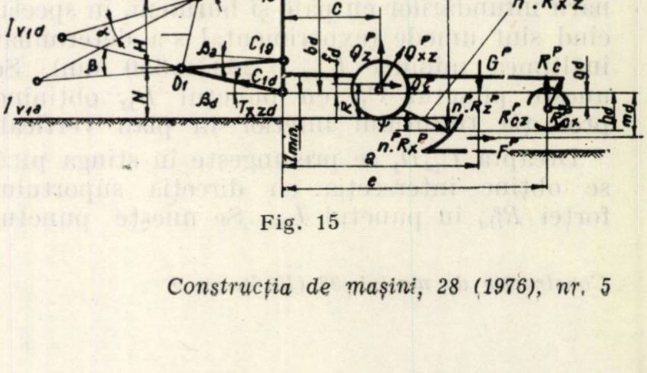


Fig. 15

Din figura 15 se pot scrie următoarele ecuaţii :

$$\Sigma F_{ix} = Q_x^P + R_{cx}^P + F^P + n^Y \cdot R_x^P + H_{xzd} \cdot$$

$$\cdot \cos \alpha_d - T_{xzd} \cos \beta_d = 0 \qquad (1')$$

$$\Sigma F_{ix} = Q_z^P + R_{cz}^P - G^P - n^P \cdot R_z^P + H_{xzd} \cdot$$

$$\cdot \sin \alpha_d + T_{xzd} \cdot \sin \beta_d = 0 \qquad (2')$$

$$\Sigma M_{i(ca)} = H_{xzd} \cos \alpha_a \cdot b_d + G^P \cdot a + Q_x^P \cdot f_d +$$

$$+ n^P \cdot R_z^P \cdot \alpha - n^P \cdot R_x^P \cdot h_d - F^P \cdot m_d - R_{cx}^P \cdot$$

$$\cdot 9_d - Q_z^P \cdot C - R_{cz}^P \cdot e = 0 \qquad (3')$$

precum şi următoarele două :

$$b_d = H + r_1 \cdot \sin \alpha_d + r_2 \cdot \sin \beta_d \qquad (4')$$

$$\sin \beta_d = \frac{N - I_{min}}{r_2} \qquad (5')$$

Cunoscînd că distanţele f_d, g_d, h_d, m_d se pot exprima în funcţie de elementele cunoscute ale plugului, rezultă un sistem de cinci ecuaţii cu cinci necunoscute, care poate fi rezolvat obţinînd valorile b_d, α_d, β_d, T_{xzd} şi $H_{\partial zd}$.

Domeniile de variaţie ale unghiurilor α şi β vor fi :

$$\alpha = \alpha_a - \alpha_d$$

$$\beta = \beta_a - \beta_d$$

Pentru a afla punctele de reglaj pentru alte tipuri de sol, caracterizate prin alte valori ale forţelor $n^P \cdot R_x^P$ şi $n^p \cdot R_z^P$, se scriu ecuaţiile de echilibru (fig. 16), impunînd ca forţă de apăsare pe roată $Q_z^P = 50$ kgf.

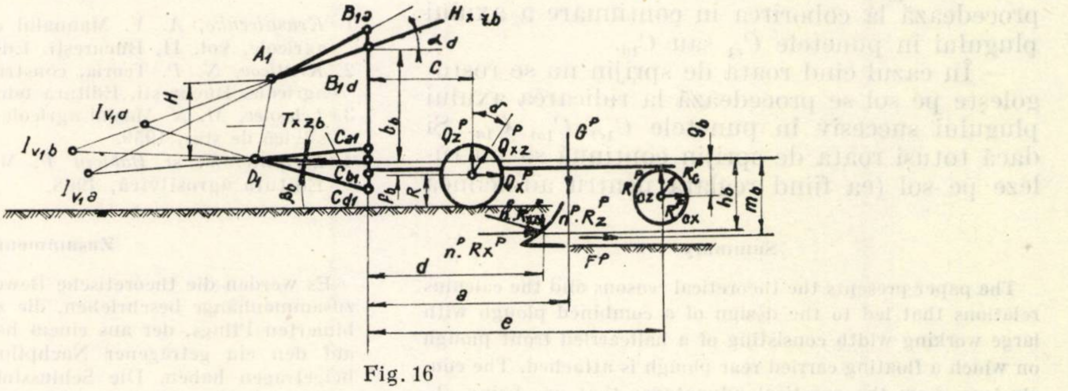


Fig. 16

Pentru a avea o lumină de transport maximă se impune ca tirantul central să se afle la unghiul α_d :

$$\Sigma F_{ix} = Q_x^P + R_{cx}^P + F^P + n^P \cdot R_x^P + H_{xzb} \cdot$$

$$\cdot \cos \alpha_d - T_{xzb} \cdot \cos \beta_b = 0 \qquad (1'')$$

$$\Sigma F_{ix} = Q_z^P + R_{cz}^P - G^P - n^P \cdot R_z^P + H_{xzb} \cdot$$

$$\sin \cdot \alpha_d + T_{xzb} \cdot \sin \beta_b = 0 \qquad (2'')$$

$$\Sigma M_{i(cb)} = H_{xzb} \cdot \cos \alpha_d \cdot b_b + G^P \cdot a - Q_x^P \cdot fb +$$

$$+ n^P \cdot R_z^P \cdot d - n^P \cdot R_x^P \cdot h_b - F^P \cdot m_b - R_{cx}^P \cdot$$

$$\cdot g_b - Q_z^P \cdot C - R_{cz}^P \cdot e = 0 \qquad (3'')$$

Tot din figura 16 se mai poate scrie ecuaţia :

$$b_b = H + r_1 \cdot \sin \alpha_d + r_2 \cdot \sin \beta_b \qquad (4'')$$

Cunoscînd că distanţele f_b, m_b, g_b, şi h_b se pot exprima funcţie de unghiul β_b, de exemplu :

$$f_b = N - r_2 \cdot \sin \beta_b - R,$$

rezultă un sistem de patru ecuaţii cu patru necunoscute care poate fi rezolvat, obţinînd valorile b_j, β_b, T_{xzb} şi H_{xzb}. Operaţia se repetă pentru toate tipurile de sol în care vrem să lucreze plugul, obţinînd un număr corespunzător de puncte C_1. O dată terminate punctele de reglaj pe plug ale tiranţilor după una din metodele amintite (funcţie de tipul de sol, $\psi = \pm 12°$), se procedează la stabilirea dimensiunilor roţii de sprijin, după formula :

$$b_r = \frac{3Q_{z\,max}^P}{2q_0 \cdot h^{3/2} \cdot \sqrt{D}}$$

în care :

q_0 este coeficientul volumetric de strivire a solului ;
$q_0 = 0{,}8\ldots1$ pentru mirişte ;
$q_0 = 1{,}5\ldots2{,}5$ pentru terenuri tari, înţelenite, kgf/cm³ ;
b – lăţimea obezii roţii, în centimetri
D – diametrul roţii de sprijin (experimental 400–700 mm) în centimetri ;
$Q_{z\,max}^p$ – forţa maximă de apăsare pe roata de sprijin ;
$Q_{z\,max}^P = Q_{x\,max}^P \operatorname{cotg} \delta$ (fig. 16) ; mărimea forţei Q_z^P variază în timpul aratului în funcţie de condiţiile de lucru şi de poziţia CIR ;
h_{mase} – adîncimea maximă de afundare a roţii de sprijin în sol

Valoarea lui h_{max} se determină din cerinţele agrotehnice, care impun ca abaterea medie de la adîncimea medie de lucru să fie :

$$\Delta a_{max} = 2 \text{ cm}$$

Dacă se consideră că roata de sprijin a plugului se afundă în sol cu $h = \Delta a$ şi plugul lucrează la adîncimea a, atunci distanţa dintre planul de rulare al roţii şi fundul brazdei va fi $a - \Delta a$. Condiţia ca adîncimea de lucru să varieze în limitele $a \pm \Delta a$ este ca mărimea h să fie cuprinsă între $h_{min} = 0$ şi $h_{max} = 2\Delta a$.

Condiţia de menţinere a adîncimii de lucru în limitele stabilite (prin cerinţele agrotehnice) este determinată și de asigurarea paralelismului suprafeței de sprijin a trupiței cu suprafața terenului, atunci cînd plugul a ajuns la adîncimea reglată. Această din urmă condiție se realizează prin reglarea poziției cadrului plugului, astfel încît să se asigure paralelismul axei longitudinale a plugului cu terenul. Acest reglaj se realizează prin scurtarea sau lungirea tirantului superior al mecanismului de suspendare.

Pentru un anumit reglaj roata de sprijin, copiind neregularitățile terenului, transmite mișcarea din plan vertical patrulaterului $A_1B_1C_1D_1$, conducînd la mișcarea centrului instantaneu de rotație I_{v1} după o curbă. Această deplasare a centrului instantaneu de rotație va conduce în ultima instanță la varierea apăsării pe roata de sprijin, datorită depărtării dintre punctul I_{v1} și suportul forței R^p_{l1}. Variația forței pe roata de sprijin continuă pînă cînd direcția forței R^p_{l1} va trece prin centrul instantaneu de rotație I_{v1}, cînd sistemul se găsește în echilibru. Dacă reglajul este necorespunzător, determinînd o slabă stabilitate în plan vertical a plugului (care se poate observa practic prin afundarea excesivă a roții de sprijin sau prin faptul că roata nu se sprijină pe sol), se procedează după cum urmează :

— În cazul cînd roata se afundă excesiv se coboară axul plugului din punctul C_{1a} în C_{1b}, după care se încearcă plugul ; dacă se constată același fenomen se coboară și bolțul de prindere a tirantului superior din punctul B_{1d} în punctul B_{1d} și dacă totuși roata se afundă se procedează la coborîrea în continuare a axului plugului în punctele C_{c1} sau C_{1d}.

— În cazul cînd roata de sprijin nu se rostogolește pe sol se procedează la ridicarea axului plugului succesiv în punctele C_{1c}, C_{1b}, C_{1a}. Și dacă totuși roata de sprijin continuă să nu ruleze pe sol (ea fiind reglată pentru adîncimea dorită) se mută și bolțul de prindere a tirantului superior din punctul B_{1d} în punctul B_{1a}. Rezultă deci din studiul privind reglarea poziției centrului instantaneu de rotație că plugul purtat lucrează cu un randament ridicat și cu o bună stabilitate atunci cînd posedă posibilitatea de reglare a poziției centrului instantaneu de rotație format de prelungirea tiranților inferior și superior ai mecanismului de cuplare pe plugul semipurtat, în funcție de condițiile de sol și de starea brăzdarelor. Stabilitatea plugului combinat în plan orizontal este determinată de dezaxarea dintre punctul de aplicație al forței rezistente pe plug și centrul instantaneu de rotație format de prelungirile tiranților inferiori ai mecanismului de ridicare în plan orizontal. Plugurile combinate au cadrul rigid în plan orizontal și ca atare determinarea stabilității lor în plan orizontal se face la fel ca la plugurile care au cadrul rigid.

Concluzii

Din cele analizate rezultă că plugurile combinate cu lățimi mari de lucru (circa 3 m) răspund cerințelor agrotehnice într-un grad sporit, comparativ cu plugurile la care cadrul este rigid. Ele sînt mai ușor de manevrat, atît la întoarceri la capătul parcelelor cît și în transport și au masă mai mică, iar schimbarea lățimii de lucru este mai comodă decît la plugurile care au cadrul rigid.

BIBLIOGRAFIE

1. *Krasnicenko, A. V.* Manualul constructorului de mașini agricole, vol. II, București, Editura tehnică, 1964.
2. *Kruticov, N. P.* Teoria, construcția și calculul mașinilor agricole. București, Editura tehnică, 1955.
3. *Letoșnev, M, N.* Mașini agricole. București, Editura agrosilvică de stat, 1959.
4. *Scripnic, V. și Babiciu P.* Mașini agricole. București, Editura agrosilvică, 1968.

Summary

The paper presents the theoretical reasons and the calculus relations that led to the design of a combined plough with large working width consisting of a halfcarried front plough on which a floating carried rear plough is attached. The conclusions show the practical advantages that are being obtained due to the use of the above mentioned solution, namely the diminishing of plough mass and the increase of uniformity of the working depth.

Résumé

L'étude présente les considérations théoriques et les relations de calcul qui ont abouti à la fabrication d'une charrue combinée à grande aire de labourage formée d'une charrue antérieure demi-portée prevue d'une charrue postérieure articulée. On présente les avantages pratiques obtenus lors de l'application de cette solution, à savoir, la réduction de la masse de la charrue ainsi qu'une uniformité de la profondeur de labourage beaucoup plus grande.

Zusammenfassung

Es werden die theoretische Beweggründe und die Rechenzusammenhänge beschrieben, die zur Erzeugung eines kombinierten Pflugs, der aus einem halbgetragenen Vorderpflug auf den ein getragener Nachpflug gestellt wird, besteht, beigetragen haben. Die Schlussfolgerungen weisen auf die praktischen Vorteile hin, die infolge der Anwendung dieser Lösung eintreten, und zwar die Verminderung des Pflugsgewichtes und eine grössere Gleichmässigkeit der Arbeitstiefe.

Резюме

В данной работе указываются теоретические соображения и расчетные формулы которые провели к созданию комбинированного плуга с большой шириной захвата, составленного из переднего полунавесного плуга на котором шарнирно устанавливается задний навесной плуг. Из заключений выходят практические преимущества применения вышеуказанного конструктивного решения, а именно уменьшение массы плуга и увеличение равномерности рабочей глубины.

* * *

CZ : 631.31 ; 621.81.02

Noi procedee tehnologice în fabricația organelor active de la mașinile agricole de prelucrat solul

Ing. Al. PETRESCU; ing. Ioan BOBOȘ – ICPMA – București

0. Generalități

Organele active de la mașinile agricole de prelucrat solul, adică piesele care dislocă, taie sau mărunțesc pămîntul, constituie o problemă tehnică importantă nu numai pentru construcția mașinilor respective cît mai ales pentru agricultură, sectorul economic în care sînt exploatate. Importanța acestor organe active se datorește mai ales următorilor factori :

a). Obișnuit ele se execută și se consumă anual într-un volum mare, din care menționăm următoarele :

- brăzdarele pentru pluguri,
- cormanele de la pluguri,
- discurile de la grape și pluguri,
- cuțitele pentru frezele agricole și tocători,
- cuțitele pentru cultivatoare,
- cuțitele și colții de la grape,
- discurile și cuțitele de la mașinile de semănat.

Fiecare grup din aceste organe active constituie produsul unei fabricații în serie mare.

b). Principalii indici tehnico-economici de exploatare a mașinilor agricole de prelucrat solul sînt determinați de calitatea, dar mai ales de durabilitatea în exploatare a acestor organe active.

c). Competitivitatea mașinilor agricole echipate cu organele active menționate este determinată în principal de către aceste organe. S-a constatat că indicii de calitate dar mai ales de durabilitate în exploatare ai acestor organe active specificate, realizate actualmente în întreprinderile din țară, mai pot fi mult îmbunătățiți.

Ținînd seama de cele de mai sus, dar mai ales de importanța deosebită pe care o prezintă organele specificate pentru economia națională, în cadrul institutului nostru s-a abordat de către colectivele de specialiști studierea organelor respective din toate punctele de vedere, astfel încît în final să se poată realiza în întreprinderile industriei noastre, organe active de calitate superioară dar mai ales cu o durabilitate din ce în ce mai mare în exploatare.

Astfel, organele active respective au fost analizate și studiate din următoarele puncte de vedere :

— al construcției și formei lor,

— al materialelor utilizate sau indicate a fi întrebuințate pentru execuția lor,

— al tehnologiei de fabricație, astfel încît să se poată realiza organe active de calitate superioară și la un preț de cost mai redus decît cel actual,

— al exploatării — astfel încît să se realizeze o îmbunătățire substanțială a indicilor tehnico-economici ai mașinilor agricole la care se utilizează — precum și a indicilor economici caracteristici lucrărilor agricole efectuate.

În cadrul analizelor și a studiilor efectuate, o atenție deosebită s-a acordat măririi durabilității în exploatare a acestor organe active, indicile tehnico-economic cel mai important pentru aceste organe.

Primul grup de organe active care a fost analizat și studiat din punctele de vedere arătate și încercate în exploatare, obținînd rezultatele scontate, este format și din diferitele tipuri constructive de cuțite utilizate la frezele agricole și la tocători. Ne propunem să abordăm cinci grupuri principale de organe active utilizate la mașinile agricole de prelucrat solul.

I. Cuțitele pentru frezele agricole și pentru tocători

1. Construcția și forma cuțitelor

În general cuțitele pentru frezele agricole au forma în *L*, iar cuțitele pentru tocători au forma unui topor sau a unei dălți.

În figura 1 este indicată forma cuțitului dreapta de la freza universală FU 18.

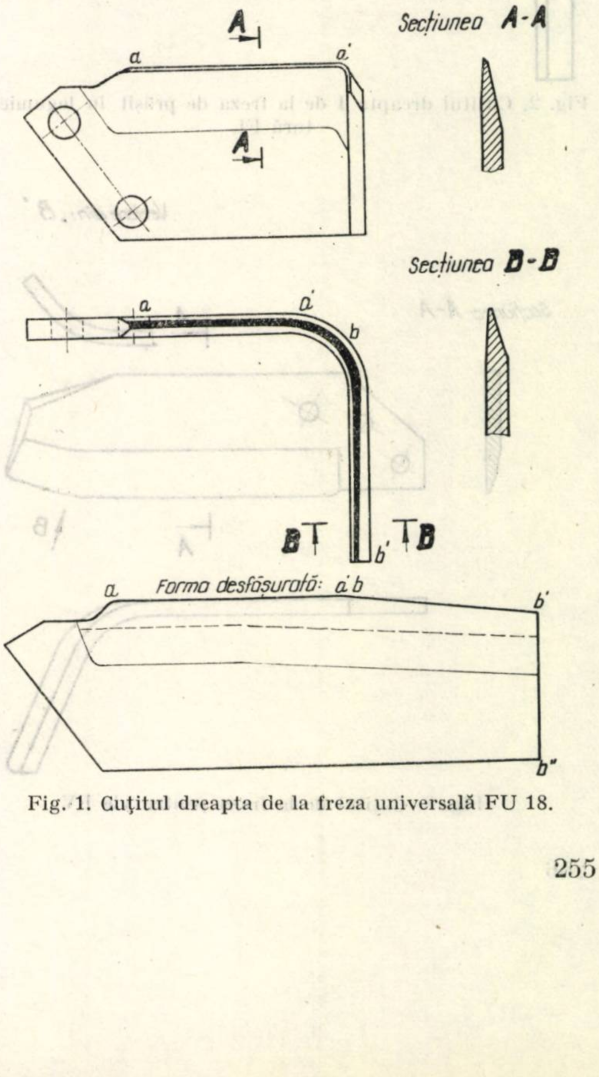


Fig. 1. Cuțitul dreapta de la freza universală FU 18.

În figura 2 este schiţat cuţitul dreapta *I* de la freza de prăşit în legumicultură FL.

În figura 3 este reprezentat cuţitul de la freza pentru vie FV.

În figura 4 este prezentat cuţitul de la tocătorile : TCV 1, TCV 1, 4 şi TCV 1,8.

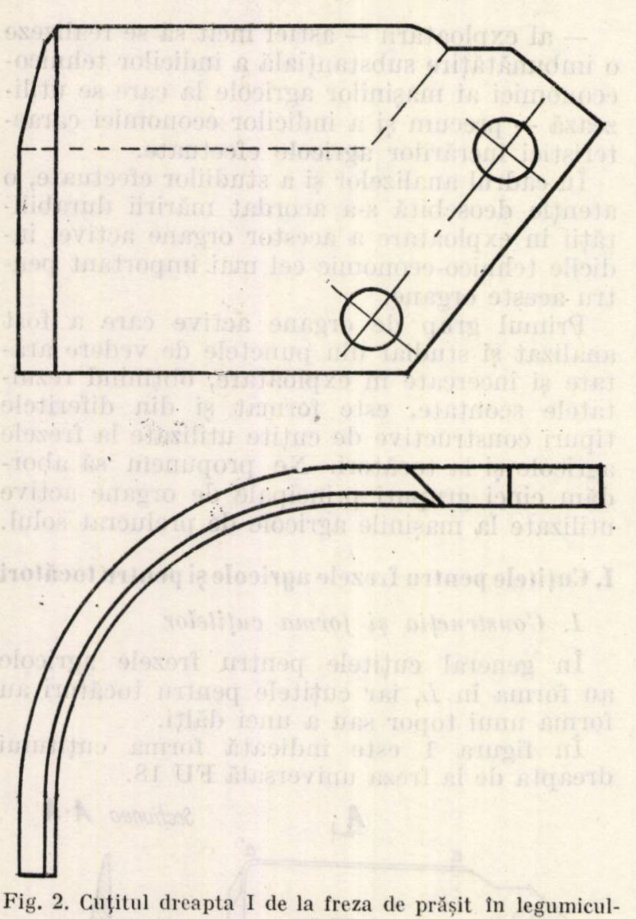


Fig. 2. Cuţitul dreapta I de la freza de prăşit în legumicultură FL

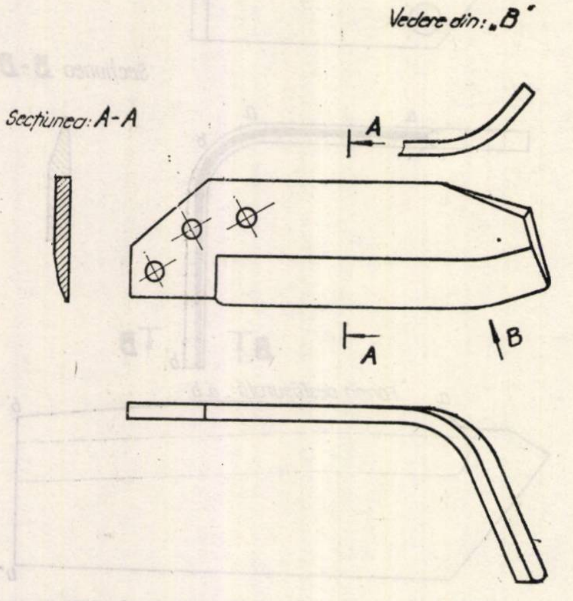


Fig. 3. Cuţitul de la freza pentru vie FV

În figura 5 este schiţat cuţitul de la maşina de curăţat păşuni de arborete.

Dintre tipurile de freze agricole şi tocători, fabricate în industria noastră şi utilizate în agricultură, menţionăm următoarele :

- freza purtată FPP 1,3 ;
- freza de prăşit în legumicultură FPL 4 ;
- freza dezaxată FD ;
- freza pentru vie FV ;
- freza universală FU 18 ;
- tocătorile : TCV 1 ; TCV 1,4 ; TCV 1,8 ;
- maşina de curăţat păşuni de arborete MCP 1,5.

Volumul cuţitelor necesare pentru fabricaţia curentă de freze şi tocători şi cel necesar ca piese de schimb pentru frezele agricole şi tocătorile din parcul de maşini al agriculturii impune o atenţie deosebită din punct de vedere al fabricaţiei şi al exploatării, obiectivul principal fiind calitatea superioară, durabilitatea mărită şi în acelaşi timp un preţ de cost mai redus.

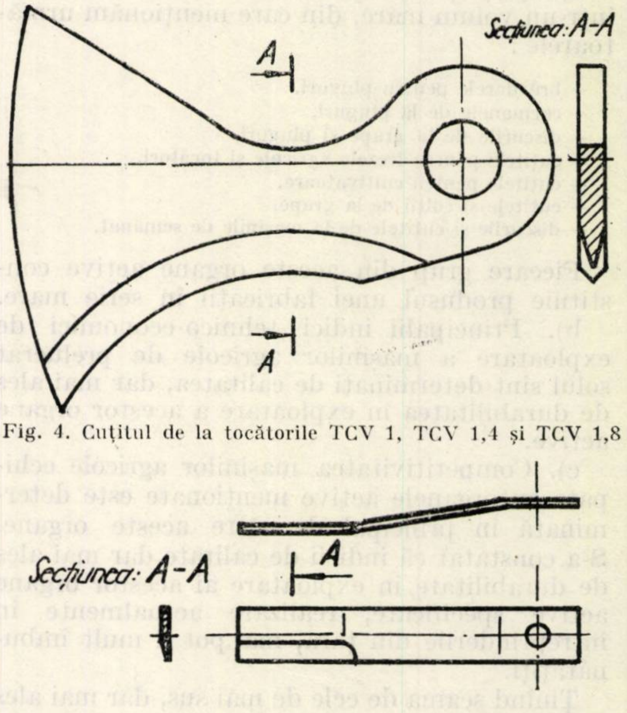


Fig. 4. Cuţitul de la tocătorile TCV 1, TCV 1,4 şi TCV 1,8

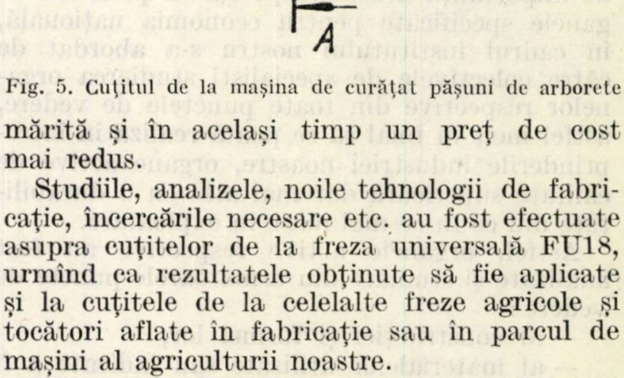


Fig. 5. Cuţitul de la maşina de curăţat păşuni de arborete

Studiile, analizele, noile tehnologii de fabricaţie, încercările necesare etc. au fost efectuate asupra cuţitelor de la freza universală FU18, urmînd ca rezultatele obţinute să fie aplicate şi la cuţitele de la celelalte freze agricole şi tocători aflate în fabricaţie sau în parcul de maşini al agriculturii noastre.

Din punct de vedere constructiv, dar mai ales al formei cuţitelor pentru frezele agricole, s-au adus anumite modificări, dintre care cele indicate mai jos pot fi considerate mai importante :

a) În general cuţitele pentru frezele agricole au vîrful tăişului plasat de-a lungul liniei mediane ce indică mijlocul grosimii corpului cuţitului. În noua concepţie constructivă pe porţiunea *a—a'* (fig. 1) vîrful tăişului cuţitului este plasat înclinat spre suprafaţa exterioară, ceea ce îmbunătăţeşte condiţiile de montaj şi de lucru ale acestora.

b) Pe porţiunea *b—b'* vîrful tăişului cuţitului este plasat înclinat spre suprafaţa interioară, fapt ce îmbunătăţeşte parametrii de exploatare.

c) Secţiunea cuţitului în porţiunea *b—b'* este variabilă numai în ce priveşte lăţimea şi grosimea vîrfului tăişului, pe cînd grosimea corpului şi celelalte dimensiuni ale tăişului sînt constante, ceea ce face ca solicitările specifice să fie constante în oricare secţiune din porţiunea considerată (*b—b'*).

d) După cum se va observa ulterior, pe baza rezultatelor obţinute în urma efectuării studiului amintit, respectiv în urma încercării în exploatare a mai multor loturi tehnologice de cuţite executate din diferite calităţi de oţeluri, s-au stabilit atît pentru cuţitele destinate frezelor agricole cît şi pentru cuţitele de la tocători şi maşini de curăţat păşuni, cele mai corespunzătoare calităţi de oţeluri.

2. *Tehnologia de fabricaţie a cuţitelor*

În general, la toate întreprinderile executante tehnologia de fabricaţie a cuţitelor se realiza aproximativ după aceeaşi schemă, cu mici variaţii de la o întreprindere la alta. După mai multe experimentări şi încercări în laboratoare şi în secţiile de producţie s-a stabilit o nouă tehnologie de fabricaţie, mai eficientă şi mai productivă. În cadrul acestor noi tehnologii s-a acordat o deosebită importanţă operaţiilor indicate mai jos.

a) Cuţitele se ştanţează din platbande de lăţimi corespunzătoare, cu ajutorul unor ştanţe complexe care asigură o productivitate ridicată şi un minimum de pierderi de material.

b) Forjarea pentru formarea tăişului cuţitelor se realizează la un ciocan matriţor, pe nişte matriţe de construcţie specială, astfel încît să nu rezulte bavuri decît într-o măsură neglijabilă, care elimină bavurarea.

c) Pentru executarea simultană a operaţiilor de îndoire, forjare finală şi calibrare, se utilizează o matriţă complexă montată la o presă cu fricţiune. În urma acestor operaţii se realizează de fapt forma finală a cuţitelor conform desenelor. În general, la majoritatea cuţitelor grosimea vîrfului tăişului creşte uniform începînd din punctul *b'* unde are cota minimă şi pînă la punctul *a* unde are cota maximă. Variaţia grosimii vîrfului tăişului influenţează pozitiv atît forţa necesară pentru tăiere cît şi durabilitatea cuţitelor.

d) Găurile de fixare a cuţitelor se execută la cald, imediat după operaţia de îndoire, prin ştanţare la o presă cu excentric.

e) Cea mai mare atenţie s-a acordat tratamentului termic la care sînt supuse cuţitele. Prin noul tratament termic aplicat s-a urmărit ca respectivele cuţite să aibă o durabilitate cît mai mare în exploatare şi să sufere — în timpul lucrului — fenomenul de autoascuţire, deoarece s-a constatat că la cuţitele tratate clasic, călite şi revenite, după consumarea tăişului pe o lăţime de 20 mm partea superioară a sa nu mai este ascuţită ci are o formă boantă, ceea ce determină ca forţa necesară pentru deplasarea utilajului să fie mai mare, iar consumul de combustibil al tractoarelor să crească cu circa 15%.

În vederea atingerii obiectivelor de mai sus, dintre diferitele variante studiate şi aplicate la diverse loturi tehnologice de cuţite, pentru tehnologia definitivă s-a stabilit ca fiind cel mai indicat următorul tratament termic:

I. Călire izotermă

Cuţitele se încălzesc la temperatura necesară într-un cuptor electric cu bandă şi se răcesc într-o baie de săruri la temperatura optimă. În continuare răcirea are loc în aer liber. Prin aplicarea acestui tratament în mod corect în masa cuţitelor se formează constituentul metalografic denumit **bainită inferioară** (fig. 6). Acest constituent, de aspect acicular şi culoare închisă, prezintă o rezistenţă mare la uzură şi o rezistenţă mecanică ridicată, asociată cu plasticitate şi tenacitate satisfăcătoare.

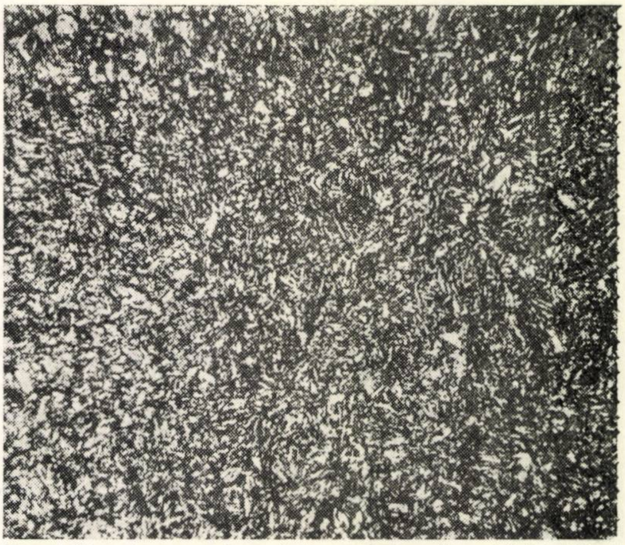


Fig. 6. Structura metalografică a cuţitelor din oţel 50 VC 11 călite izoterm

Cuţitele cu structura formată din bainită inferioară se vor comporta mai bine în condiţiile de uzură abrazivă a solului şi vor avea în toată secţiunea duritatea ridicată.

II. Revenire superficială prin CIF

Pentru a se putea realiza în exploatare fenomenul de autoascuţire după liniile indicate în figura 7 s-a stabilit ca stratul mediu interior al cuţitelor trebuie să aibă pe toată lăţimea duritate ridicată, stratul superficial exterior duritate mai mică cu circa 8 unităţi HRC, iar stratul superficial interior duritate şi mai mică, anume cu circa 18 unităţi HRC.

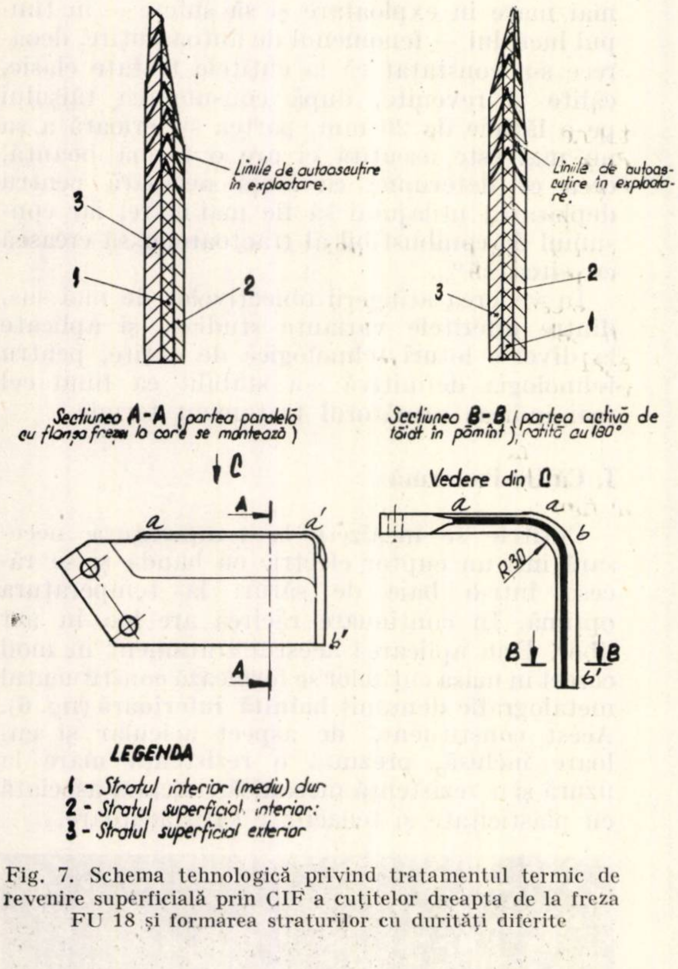

Liniile de autoascuţire în exploatare.
Liniile de autoascuţire în exploatare.
3
1
2
3
2
1
Secţiunea A-A (partea paralelă cu flanşa frezei la care se montează)
Secţiunea B-B (partea activă de tăiat în pămînt) rotită cu 180°
C
Vedere din C
A
a
a'
a
b
R30
b'
A
B
B
b'
LEGENDA
1 - Stratul interior (mediu) dur
2 - Stratul superficial interior;
3 - Stratul superficial exterior

Fig. 7. Schema tehnologică privind tratamentul termic de revenire superficială prin CIF a cuţitelor dreapta de la freza FU 18 şi formarea straturilor cu durităţi diferite

Pentru a se putea obţine cele trei straturi cu duritate diferită, tehnologic nerealizate pînă în prezent, după „călirea izotermă” (punctul prin care în întreaga masă a cuţitelor se realizează o duritate ridicată), cuţitele sînt supuse atît pe suprafaţa interioară cît şi pe cea exterioară tratamentului termic de revenire superficială prin CIF, utilizînd o instalaţie corespunzătoare cu o frecvenţă ridicată de 60 000–70 000 Hz, înzestrată cu echipamente CIF speciale.

În cazul fiecărui tip de cuţit pentru freze se utilizează două echipamente CIF :

— primul pentru revenirea stratului superficial interior 2 (fig. 7).

— al doilea pentru revenirea stratului superficial exterior 3 (fig. 7).

Echipamentele sînt de construcţie specială, fiind prevăzute cu inductoare corespunzătoare, suporturi de fixare, sisteme de răcire a straturilor opuse, bazine de acumulare, şine de rulare etc.

În urma aplicării tratamentului termic de revenire superficială, în masa cuţitelor au rezultat cele trei straturi (fig. 7), diferite între ele în ce priveşte duritatea şi structura. Astfel, stratul interior 1 (mediu) are o duritate ridicată însă mai mică cu circa patru unităţi HRC decît duritatea iniţială, obţinută în întreaga masă a cuţitului după călirea izotermă. Constituentul metalografic predominant din stratul 1 este bainita inferioară (fig. 6). Stratul superficial interior 2 are în general duritatea cea mai mică, structura sa fiind formată din troostită şi sorbită. Stratul superficial exterior 3 are duritatea medie între durităţile straturilor 1 şi 2, structura sa fiind formată în general din troostită. Datorită formării celor trei straturi sînt îndeplinite condiţiile necesare pentru ca în exploatare să se poată realiza autoascuţirea cuţitelor după liniile groase indicate în figura 7. Sigur, nici duritatea şi nici structura din cele trei straturi nu variază brusc de la un strat la altul, adică după linii drepte orizontale, ci această variaţie are loc în mod treptat după nişte linii curbe. În figura 8 sînt indicate curbele ce reprezintă variaţia durităţii în straturile cuţitelor (pentru diferite calităţi de oţe-

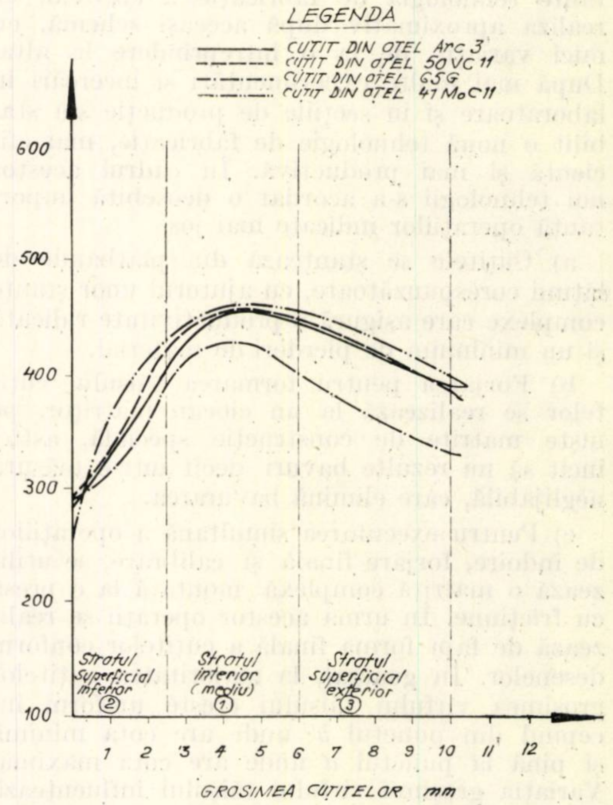


Fig. 8. Curbele de variaţie a durităţii în straturile cuţitelor călite izoterm şi revenite superficial prin CIF

luri) care au fost supuse tratamentului termic descris mai sus.

Se observă că cele patru curbe au aproximativ aceeaşi alură; deosebirea dintre ele constă în faptul că în unele cazuri duritatea are valori medii mai mari, iar în altele valori medii mai mici. Practic cele trei straturi 1, 2 şi 3 (fig. 7) trebuie realizate uniform pe toată lăţimea cuţitelor, deoarece cuţitele sînt utilizate pînă cînd uzura ajunge în punctul *b''* (fig. 1).

III. Studii, analize şi încercări de laborator şi în exploatare

Tehnologia nouă de fabricaţie a cuţitelor pentru freze agricole şi tocători a fost definitivată în urma mai multor analize şi încercări de laborator şi în exploatare. Pentru a putea realiza cuţite de o calitate superioară şi cu o durabilitate cît mai mare în exploatare s-a acordat o atenţie deosebită oţelurilor utilizate şi tratamentului termic necesar. În vederea stabilirii celui mai indicat oţel şi a celui mai eficace tratament termic, pentru freza universală FU 18 s-au executat mai multe loturi tehnologice experimentale de cuţite. Astfel, utilizînd noua tehnologie de fabricaţie (cu excepţia tratamentului termic) s-au executat patru grupuri de cuţite din patru calităţi de oţeluri. La rîndul său, pentru fiecare grup de cuţite realizate din acelaşi oţel s-au executat cinci loturi tehnologice de cuţite, de la un lot la altul variind numai tratamentul termic aplicat.

● Astfel, primul lot tehnologic de cuţite (*a*) din fiecare grup a fost supus tratamentului termic clasic : călire totală şi revenire obişnuită, cuţitele avînd în toată secţiunea aceeaşi duritate.

● Al doilea lot tehnologic de cuţite (*b*) din fiecare grup a fost supus tratamentului termic de călire izotermă, făcîndu-se în baie de săruri la temperatura optimă. După acest tratament cuţitele aveau de asemenea în toată secţiunea aceeaşi duritate.

● Al treilea lot tehnologic de cuţite (*c*) din fiecare grup a fost supus tratamentului termic de îmbunătăţire (călire şi revenire înaltă), urmat de o călire superficială prin CIF pe toată suprafaţa interioară a cuţitelor. În acest mod în masa cuţitelor s-au obţinut două straturi : primul, superficial interior, cu duritate mare, şi al doilea cu duritate mică, acesta din urmă avînd grosimea mai mare de 2,5 ori decît cea a primului strat.

● Al patrulea lot tehnologic de cuţite (*d*) din fiecare grup a fost supus tratamentului termic de călire totală şi de revenire joasă, urmat de o revenire superficială prin CIF a straturilor de pe suprafeţele interioară şi exterioară a cuţitelor. Procedînd astfel, în masa cuţitelor s-au obţinut cele trei straturi (fig. 7), ale căror durităţi au valorile indicate în capitolul 2.

● Al cincilea lot tehnologic de cuţite (*e*) din fiecare grup a fost supus tratamentului termic de călire izotermă, urmat de revenirea superficială prin CIF a straturilor de pe suprafeţele interioară şi exterioară a cuţitelor. S-a arătat că şi în cazul acestui tratament, din punct de vedere al durităţii şi al structurii în masa cuţitului s-au obţinut de asemenea trei straturi (fig. 7), durităţile avînd mărimile indicate în cadrul capitolului 2.

Fiecărui cuţit din cele douăzeci de loturi tehnologice, numerotat prin poansonare, i s-a determinat duritatea şi greutatea înainte de încercarea în exploatare. Din fiecare lot tehnologic s-au luat cîte şapte cuţite, care s-au montat pe o freză universală FU 18 după o anumită schemă, atît pe flanşele laterale cît şi pe cele centrale ale rotorului, astfel încît toate cuţitele din acelaşi lot să fie solicitate în mod egal. Înainte de montarea lor pe freze li s-a trasat conturul longitudinal (în formă desfăşurată printr-o linie continuă), stabilindu-se şi mărimea cotelor *A*, *B*, *C*, *D*, *G*, precum şi conturul transversal la bază, aşa cum se indică în figura 9, în care este prezentată şi secţiunea

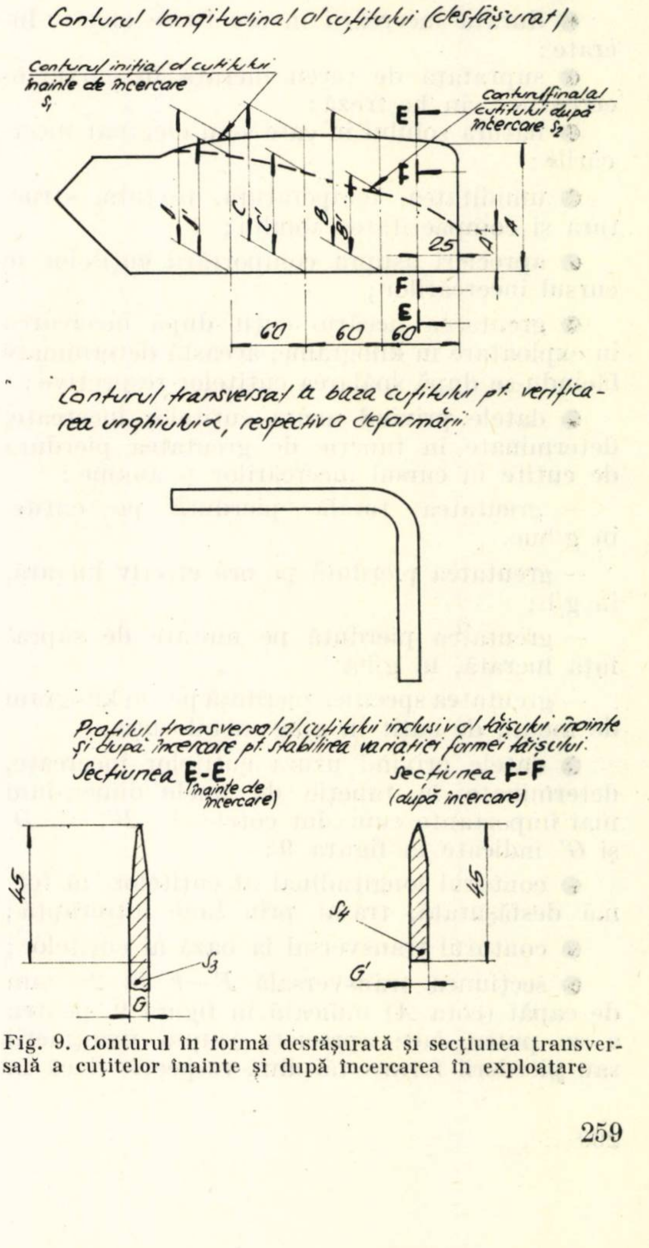

Conturul longitudinal al cuţitului (desfăşurat)
Conturul iniţial al cuţitului înainte de încercare S_1
Conturul final al cuţitului după încercare S_2
E
F
F
E
A
A'
B
B'
C
C'
D
D'
25
60
60
60
Conturul transversal la baza cuţitului pt. verificarea unghiului α, respectiv a deformării
Profilul transversal al cuţitului inclusiv al tăişului înainte şi după încercare pt. stabilirea variaţiei formei tăişului.
Secţiunea E-E (înainte de încercare)
Secţiunea F-F (după încercare)
45
45
S_3
S_4
G
G'

Fig. 9. Conturul în formă desfăşurată şi secţiunea transversală a cuţitelor înainte şi după încercarea în exploatare

transversală $E-E$ a cuţitelor la 25 mm de capăt (cota A), pentru a se reliefa forma tăişului înainte de încercare.

După încercare (fig. 9) s-a trasat conturul longitudinal al cuţitelor (în formă desfăşurată printr-o linie întreruptă), precum şi conturul transversal la bază. De asemenea, s-au înscris mărimile cotelor A', B', C', D' şi G'. După încercare s-a indicat (fig. 9) şi secţiunea transversală $F-F$ la 25 mm de capăt (cota A), pentru a se putea stabili astfel variaţia formei tăişului în exploatare.

Pentru stabilirea durabilităţii şi în funcţie de suprafeţele pierdute în exploatare (fig. 9) sînt indicate mărimile suprafeţelor S_1, S_2 ale contururilor longitudinale înainte şi după încercare şi mărimile suprafeţelor S_3, S_4 ale secţiunilor transversale $E-E$ şi $F-F$, de asemenea înainte şi după încercare.

După aceste operaţii preliminare au început încercările în exploatare ale cuţitelor, care au fost executate în soluri cu grade diferite de umezeală, şi în timpul încercărilor precum şi după terminarea acestora s-au determinat şi înregistrat următoarele rezultate:

- durata încercării în ore fizice efectiv lucrate;
- suprafaţa de teren lucrată în cursul încercărilor, în ha/freză;
- natura solului în care s-au efectuat încercările;
- umiditatea, temperatura, textura, structura şi compactitatea solului;
- aprecieri asupra comportării cuţitelor în cursul încercărilor;
- greutatea fiecărui cuţit după încercarea în exploatare în kilograme, această determinare făcîndu-se după spălarea cuţitelor respective;
- datele privind uzura cuţitelor încercate, determinate în funcţie de greutatea pierdută de cuţite în cursul încercărilor şi anume:

— greutatea totală pierdută pe cuţite, în g/buc.

— greutatea pierdută pe oră efectiv lucrată, în g/h;

— greutatea pierdută pe unitate de suprafaţă lucrată, în g/ha

— greutatea specifică pierdută pe un kilogram de metal, de cuţit în g/kg metal cuţit.

- datele privind uzura cuţitelor încercate, determinate în funcţie de unele dimensiuni mai importante cum sînt cotele A', B', C', D' şi G' indicate în figura 9;
- conturul longitudinal al cuţitelor, în formă desfăşurată, trasat prin linie întreruptă;
- conturul transversal la bază al cuţitelor;
- secţiunea transversală $F-F$ la 25 mm de capăt (cota A) indicată în figura 9, pentru a se putea face aprecieri asupra menţinerii sau pierderii formei tăişului, respectiv dacă în exploatare a apărut sau nu fenomenul de autoascuţire;
- forţa consumată pentru acţionarea frezei la priza tractorului în CP;
- viteza de înaintare a tractorului în km/h;
- turaţia rotorului frezei în rot/min.

Pe baza datelor menţionate mai sus s-a putut stabili cu certitudine care lot tehnologic de cuţite are durabilitatea cea mai mare în exploatare, respectiv în cazul cărui lot a apărut sau nu în exploatare fenomenul de autoascuţire. Pentru a ilustra mai pregnant variaţia uzurii şi a durabilităţii cuţitelor de la un lot tehnologic la altul sau de la un grup de cuţite la altul, grupurile fiind determinate de calitatea oţelurilor utilizate, s-au trasat curbele corespunzătoare în funcţie de tehnologia tratamentelor termice şi de oţelurile utilizate.

Curbele referitoare la uzură în cazul celor cinci loturi tehnologice de cuţite (a, b, c şi e) sînt însemnate cu f, iar curbele referitoare la durabilitate au fost însemnate cu g. În figura 10 s-au trasat numai curbele care reprezintă variaţia uzurii şi a durabilităţii, calculate în funcţie de greutatea pierdută de cuţite, deoarece s-a constatat că respectivele curbe, determinate în funcţie de suprafaţa pierdută a

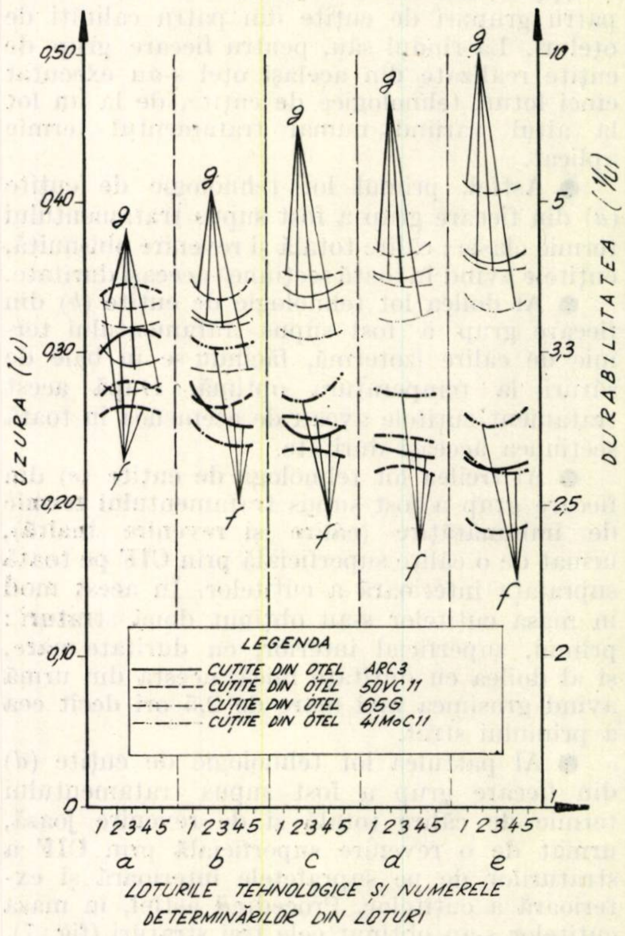


Fig. 10. Curbele de variaţie a uzurii şi a durabilităţii cuţitelor, în funcţie de tehnologia tratamentelor termice şi de oţelurile utilizate în fabricaţie

conturului longitudinal desfășurat al cuțitelor, au aproximativ aceeași alură ca și primele.

În figura 11 s-au trasat curbele ce reprezintă variația uzurii și a durabilității cuțitelor în cazul loturilor tehnologice de cuțite *e*, adică supuse tratamentului termic de călire izotermă și revenire superficială prin CIF, dar numai cele care reprezintă variația uzurii și a durabilității calculate în funcție de greutatea pierdută a cuțitelor încercate în exploatare, deoarece și în acest caz curbele ce s-ar fi trasat pe baza mărimilor uzurii și a durabilității determinate în funcție de suprafața pierdută a conturului longitudinal desfășurat al cuțitelor ar fi avut aceeași alură.

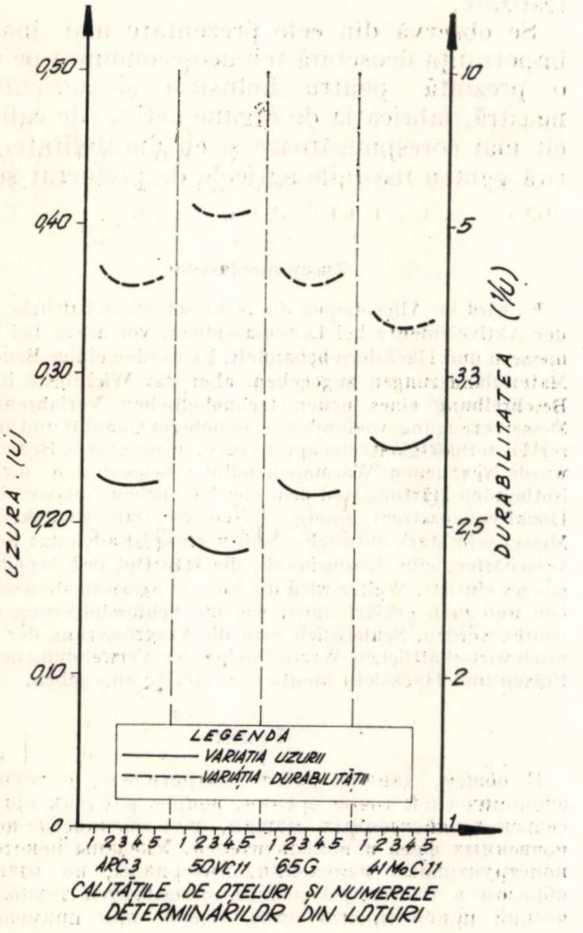


Fig. 11. Curbele de variație a uzurii și a durabilității cuțitelor din loturile tehnologice *e*, în funcție de calitățile de oțeluri utilizate în fabricație.

Din analiza detaliată a datelor obținute în urma încercării cuțitelor din loturile tehnologice menționate, atît în laborator cît și în exploatare, dar mai ales din examinarea curbelor trasate în figurile 10 și 11, s-au stabilit următoarele :

— cu cît uzura cuțitelor este mai mare cu atît durabilitatea lor este mai mică și invers ;

— care este oțelul cel mai indicat pentru fabricația cuțitelor de la frezele agricole ;

— tratamentul termic cel mai eficace și deci cel mai indicat a fi utilizat în tehnologia de fabricație a cuțitelor de la frezele agricole și tocători și anume : călirea izotermă și revenirea superficială prin CIF a straturilor de la suprafețele interioare și exterioare ale cuțitelor.

Prin studii, analize și încercări similare cu cele descrise mai sus în cazul cuțitelor de la freza universală FU 18, s-a stabilit și în cazul cuțitelor pentru tocători și mașini de curățat pășuni, care este oțelul cel mai indicat a fi utilizat.

IV. Linii tehnologice

La fel ca și în alte cazuri similare s-a stabilit cu certitudine că se poate asigura cuțitelor pentru freze și tocători o calitate superioară numai cînd întreaga cantitate de cuțite se execută de către aceeași întreprindere, în cadrul unei linii tehnologice special organizate.

Ținînd seama de acest considerent tehnico-economic, în cadrul institutului nostru s-a elaborat **linia tehnologică de fabricație centralizată a cuțitelor pentru frezele agricole și pentru tocători**, cu ajutorul căreia se pot executa anual circa 1 000 000 de bucăți de cuțite.

Această linie tehnologică este formată în principal din utilaje de bază, cu ajutorul cărora se execută operațiile tehnologice propriu-zise, și din utilaje auxiliare ca : diferite tipuri de transportoare, jgheaburi etc., cu ajutorul cărora se realizează deplasarea cuțitelor între diferitele operații tehnologice.

V. Indici tehnico-economici

Prin fabricarea cuțitelor pentru frezele agricole și tocători în cadrul unei linii tehnologice unice se realizează economii importante, datorită îmbunătățirii unor indici tehnico-economici dintre care menționăm următorii :

a). Prețul de cost. În medie prețul de cost al cuțitelor fabricate în cadrul liniei tehnologice preconizate se reduce cu circa 20%, iar economia anuală ce se realizează în urma acestei reduceri reprezintă circa 20% din economia totală rezultată în urma fabricației după noua tehnologie.

b). Durabilitatea în exploatare. Cuțitele executate din oțeluri corespunzătoare, tratate prin călire izotermă și revenire superficială prin CIF, au durabilitatea în exploatare mai mare de circa 1,5 ori decît cea a cuțitelor similare obișnuite, iar economia anuală ce se realizează prin mărirea durabilității reprezintă circa 65% din economia totală rezultată în urma fabricației după noul procedeu tehnologic.

c). Reducerea consumului de combustibil. S-a arătat anterior că prin realizarea în exploatare în mod continuu a fenomenului de autoascuțire a cuțitelor se realizează importante economii de combustibil, datorită reducerii forţei de tracţiune a tractoarelor, respectiv de acţionare a frezelor şi a tocătorilor. Această reducere a consumului de combustibil după date verificate parţial poate atinge cifra de 15% faţă de situaţia cînd în exploatare nu apare la cuţite fenomenul de autoascuţire. Se apreciază că economia anuală realizată pe seama reducerii consumului de combustibil reprezintă circa 15% din economia totală rezultată în urma fabricaţiei cuţitelor după noua tehnologie.

Summary

This is a technical economical study concerning the active parts of agricultural machines, especially the tillage cutters and chippers. Some constructive changes as well as materials are pointed out, especially the description of a new technological process of cutters manufacturing that led to the achievement of cutters of higher quality and increased durability. Thenew heat treatment of the cutters, namely the isothermal hardening and the surface annealing by high frequency current, has been granted special significance. Due to this process long life cutters have been obtained especially because it has made possible the appearence of the self sharpenning phenomenon during operation. The research methods and the testing procedures of cutters as well as the way to interpret the obtained results are also being described. Finally the improvements brought to the technical economical indexes of manufacturing and exploitation of the tillage cutters and chippers have been shown.

Résumé

On présente en général quelques modifications constructives, quelques matériaux, et l'on fait surtout la description d'un nouveau procédé technologique de fabrication à l'aide duquel on obtient des couteaux de qualité et d'une durabilité supérieures par rapport aux couteaux ordinaires. On accorde une importance particulière au nouveau traitement thermique des couteaux, à savoir, une trempe isotherme et une détrempe superficielle à l'aide des courants de haute fréquence. L'on obtient ainsi l'augmentation de la durabilité des couteaux et surtout le phénomène d'auto-affûtage pendant leur fonctionnement. On décrit les méthodes de recherche et d'interprétation des résultats obtenus. En conclusion, les auteurs indiquent les perfectionnements apportés aux indices techniques-économiques de fabrication et d'exploitation des couteaux des fraises agricoles et des hâches.

d) Îmbunătăţirea indicilor calitativi ai lucrărilor agricole efectuate cu ajutorul cuţitelor executate după noul procedeu tehnologic descris mai sus şi anume în cadrul unei linii tehnologice centralizate.

Se observă din cele prezentate mai înainte importanţa deosebită tehnico-economică pe care o prezintă pentru industria şi agricultura noastră, fabricaţia de organe active de calitate cît mai corespunzătoare şi cu durabilitate mărită pentru maşinile agricole de prelucrat solul.

Zusammenfassung

Es wird im Allgemeinen die technisch wirtschaftliche Seite der Aktivelemente bei Landmaschinen, vor allem bei Fräsmessern und Häckslern behandelt. Es werden einige Bau- und Materialänderungen angegeben, aber das Wichtigste ist die Beschreibung eines neuen technologischen Verfahrens für Messerzereugung, wodurch Messer höherer Qualität und grösserer Dauerhaftigkeit erzeugt werden. Eine grosse Bedeutung wurde der neuen Wärmebehandlung beigemessen, u.z. der isothermen Härtung und dem oberflächlichen Anlassen durch Hochfrequenzstrom, infolge dessen die Dauerhaftigkeit der Messer sehr stark aufwuchs. Sehr wichtig ist auch das Selbstverschärfen, eine Erscheinung, die während des Arbeitsvorganges eintritt. Weiter wird die Forschungsmethode beschrieben und man erklärt auch, wie die Schlussfolgerungen gedeutet werden. Schliesslich wird die Vergrösserung der technisch wirtschaftlichen Werte infolge der Verwendung der auf Fräsen und Häckslern montierten Messer angegeben.

Резюме

В общем, данная работа затрагивает, с технико-экономической точки зрения, вопрос рабочих органов сельскохозяйственных машин, в особенности ножей почвенных фрез и измельчителей. Указаны некоторые конструктивные изменения, материалы, но главным образом в настоящей работе описывается технологический приём производства ножей, при применении которого получаются изделия высшего качества и с большей прочностью по сравнению с обычными ножами. Особенное внимание уделяется новому технологическому приёму термической обработки ножей, а именно приём ,,изотермической закалки и поверхностного отпуска токами высокой частоты''. В результате применения вышеуказанного приёма вырастает прочность ножей а главным образом, создаются возможности для самозатачивания их. Описываются методы исследования и испытания ножей и способ толкования полученных результатов. В заключительной части указывается каким образом были усовершенствованы технико-экономические показатели ножей почвенных фрез и измельчителей.

CZ: 631.35.001.2

Studii, cercetări şi rezultate privind realizarea combinei autopropulsate pentru recoltat cereale păioase pe terenuri în pante, CP 12

Ing. Dan VASILIU; ing. I. CIMPOIAŞ – ICPMA – Bucureşti

Conform aprecierilor specialiştilor din domeniul agriculturii se consideră că în ţara noastră suprafaţa cultivabilă cu cereale păioase pe terenurile situate în pante de peste 10% (6°) este de minimum 300 000 ha, valoare însemnată care justifică pe deplin necesitatea mecanizării lucrărilor de recoltare după o tehnologie avansată. Pînă în prezent, în ţară s-a utilizat tehnologia de recoltare a cerealelor păioase pe pante cu secerătoarea-legătoare sau manual şi treieratul la staţionar cu batoza. Această tehnologie este condiţionată pe de o parte de posibilitatea limitată de utilizare a tractoarelor pe roţi, şi anume pînă la panta maximă admisă de 24% (14°–16°), iar pe de altă parte de caracteristicile specifice de lucru pe pante ale maşinilor agricole respective (productivitate scăzută, pierderi ridicate de boabe, instabilitate pe sol etc.), care nu permit depăşirea valorii de 20% (12°) pe linia de nivel.

Folosirea la recoltarea cerealelor pe pante peste 10% a combinei autopropulsate C–12 Gloria, din fabricaţia curentă în forma sa actuală, neadaptată acestor condiţii speciale de lucru, nu este raţională atît din cauza pierderilor exagerate de boabe datorită înclinării transversale a batozei, cît şi din cauza unor considerente legate de asigurarea protecţiei muncii contra derapajului lateral şi instabilităţii pe sol. Astfel, în urma încercărilor comparative făcute de specialiştii din agricultură la recoltarea grîului cu combina C–12 şi o combină autopropulsată specială pentru pante adusă din import, s-a obţinut, conform diagramei din figura 1, variaţia coeficientului de pierderi totale în funcţie de înclinaţia transversală.

Din analizarea acestei diagrame rezultă că pierderile totale realizate de combina C–12 cresc de la 2,2 pînă la 3,9% între limitele pantei

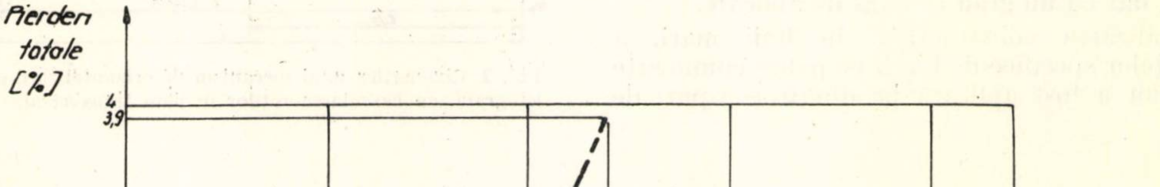


Fig. 1. Diagrama comparativă a pierderilor totale la recoltarea grîului, în funcţie de înclinarea transversală pentru combina C–12 şi o combină specializată.

de 10%–24% (6°–14°), pe cînd cele realizate de combina specializată nu depășesc 2,7% chiar pentru pante de peste 40% (22°). Pînă la panta de 10% pierderile la ambele combine se mențin în limite sensibil egale. Pentru pantele cuprinse între 14 și 22° pierderile de boabe cresc foarte accentuat la combinele obișnuite. În situația utilizării tehnologiei de recoltare în amonte-aval pentru pante ce depășesc 14° (24%) pierderile de boabe sînt și mai mari. Rezultă deci că numai realizarea unor combine autopropulsate adaptate pentru condițiile specifice de lucru pe pante permite asigurarea unei tehnologii economice și sigure.

Condițiile specifice pe care trebuie să le îndeplinească o astfel de combină sînt :

— Menținerea roților portante pe pneuri în plan vertical, prin articularea punților motoare și de direcție (pentru inlăturarea derapajului și asigurarea stabilității).

— Menținerea automată a orizontalității batozei (în lucru pe curba de nivel, în plan transversal sau atît transversal cît și longitudinal).

— Menținerea automată a paralelismului aparatului de tăiere cu solul.

* * *

Pe plan mondial a existat preocuparea realizării unor combine autopropulsate pentru recoltat cereale păioase pe pante încă din anul 1954, dar cu un grad restrîns de aplicare.

Realizarea constructivă, în linii mari, a cerințelor specifice de lucru pe pante enumerate anterior a fost aplicată pe diferitele tipuri de combine, luînd ca bază cîte două sisteme și principii destinate fiecărei condiții în parte, astfel :

1. Menținerea roților portante motoare în plan vertical a fost realizată prin următoarele mecanisme :

1.1. Paralelogram cu balansarea roților în plan transversal (fig. 2), *obținînd prin aceasta un ampatament constant și un ecartament variabil.*

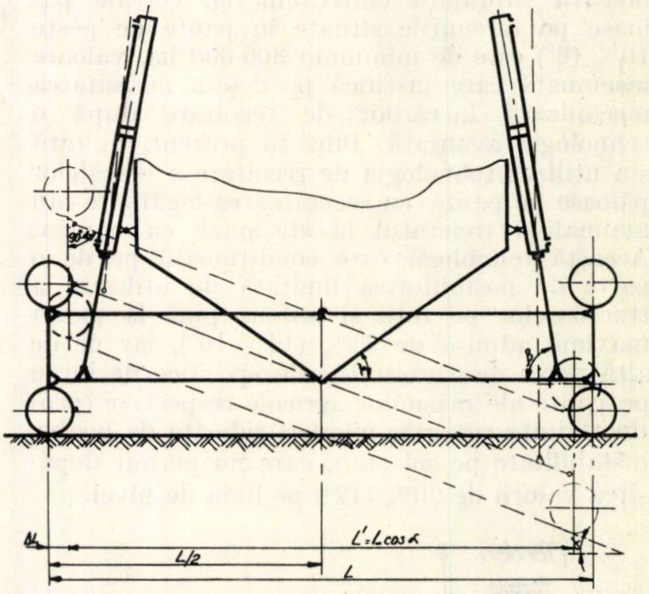


Fig. 2. Cinematica unui mecanism de orizontalizare cu paralelogram, cu bascularea roților în plan transversal.

Tabelul 1

Parametrii funcționali comparativi ai principalelor combine pentru pante

Nr. crt.	SPECIFICATIA	U.M.	Laverda M100AL	Mc Cormick 403	John Deere 6602	White Arbos Pantera 7	CP 12 Model experimental	CP 12 Prototip	Obs.
1	Țara producătoare	—	Italia	SUA	SUA	Italia	RSR	RSR	
2	Lățimea de lucru	m	4,2	4,8	5,8	4,8	4,2	4,2	
3	Lățimea aparatului de treier	mm	860	1 000	1 120	1 070	1 190	1 190	
4	Diametrul bătătorului	mm	560	560	560	600	560	560	
5	Puterea motorului	kW	64	59	76	81	77	77	
6	Masa combinei (nealimentată)	kg	6 500	6 800	9 100	10 000	9 200	8 500	
7	Panta maximă de lucru	%	40	40	42	42	40	40	pe curba de nivel
8	Mecanism suspendare	—	paralelogram	paralelogram	brațe oscilante	brațe oscilante	brațe oscilante	paralelogram	
9	Ecartament roți motoare (față)	mm	2 770 (2120)	3 080	3 380	3 460	3 200 (2 330)	3 200 (2 330)	Valorile din paranteză sînt pentru M 100 și C 12
10	Ampatament	mm	3 365 (2 950)	4 000	4 000	4 615	3 750 (3 155)	3 650 (3 155)	
11	Indice de greutate specifică (poz. 6 ; 3)	kg mm	7,5	6,8	8,2	9,3	7,8	7,2	Raportat la lățimea aparat treier

1.2. Braţe oscilante, cu balansarea roţilor în plan longitudinal (fig. 3, 4), *realizînd un ecartament constant şi un ampatament variabil.*

1.3. *Menţinerea pe verticală a roţilor portante direcţionale realizată în toate cazurile prin balansarea acestora în plan transversal.*

2.1. *Prin vase comunicante şi plutitori sau diafragme*

2.2. *Prin pendul*

La combinele ce realizează orizontalizarea batozei şi pe direcţia longitudinală, principiile constructive sînt similare, sesizarea fiind însă asigurată în două plane verticale perpendiculare.

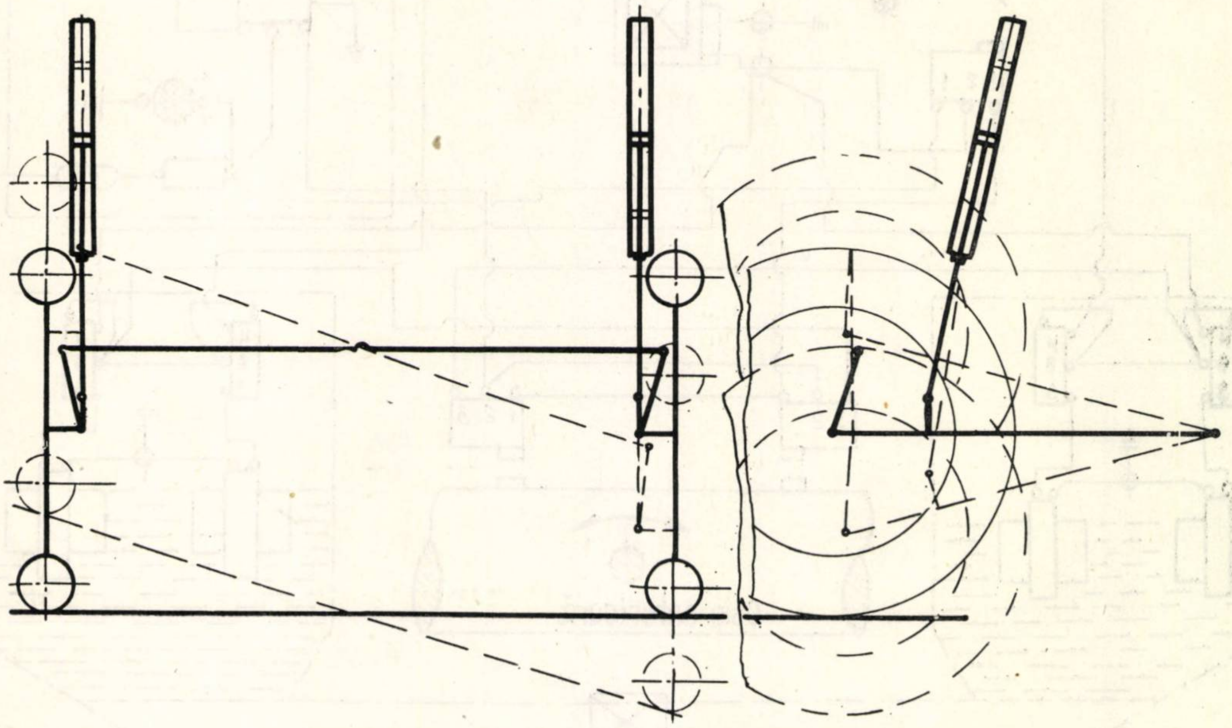


Fig. 3. Cinematica unui mecanism de orizontalizare cu braţe oscilante.

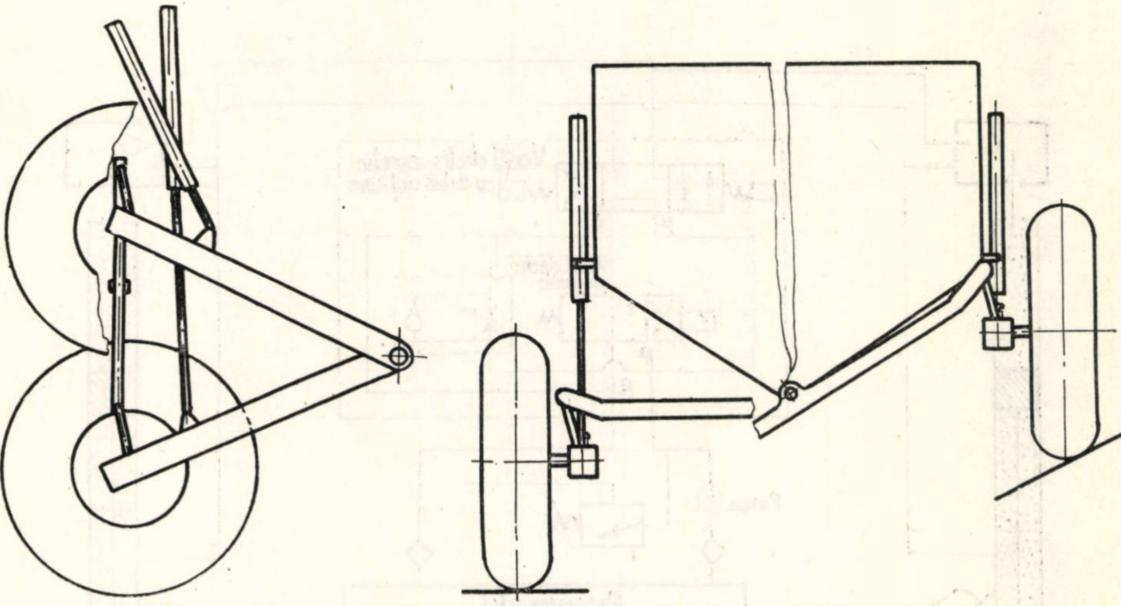


Fig. 4. Dispozitiv cu braţe oscilante cu bascularea roţilor în plane longitudinale.

2. Menţinerea automată a orizontalităţii batozei a fost realizată la toate tipurile prin acţionarea hidraulică, folosind cilindri cu dublă acţiune, diferenţierea de principiu constînd numai în modul de sesizare şi comandă şi anume:

Construcţia acestui tip de combine este mult mai complexă, existînd totodată dificultăţi cu privire la asigurarea alimentării uniforme

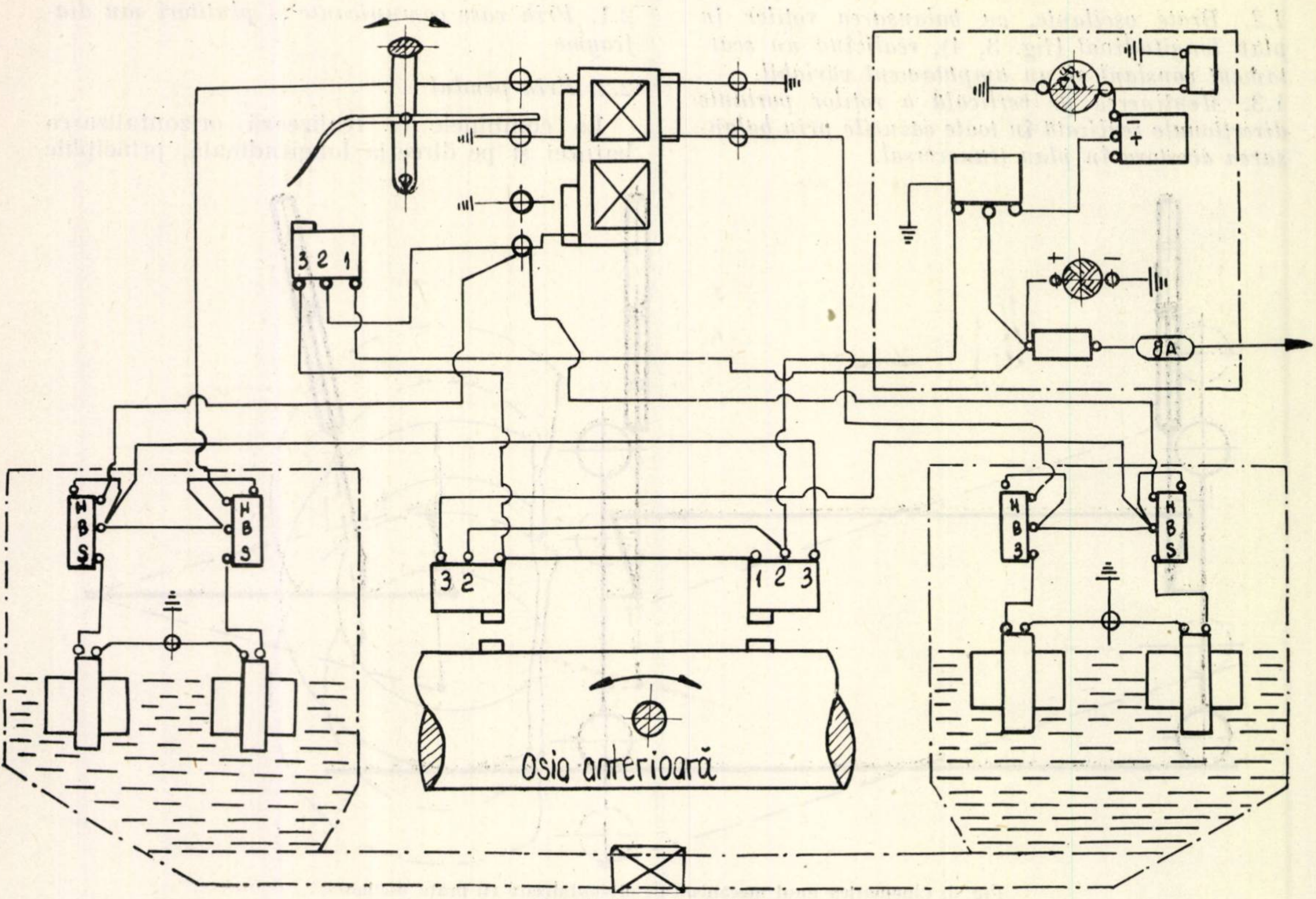

3 2 1
H B S
H B S
3 2
1 2 3
osia anterioară
H B 3
H B S
θA

Fig. 5. Schema electrică.

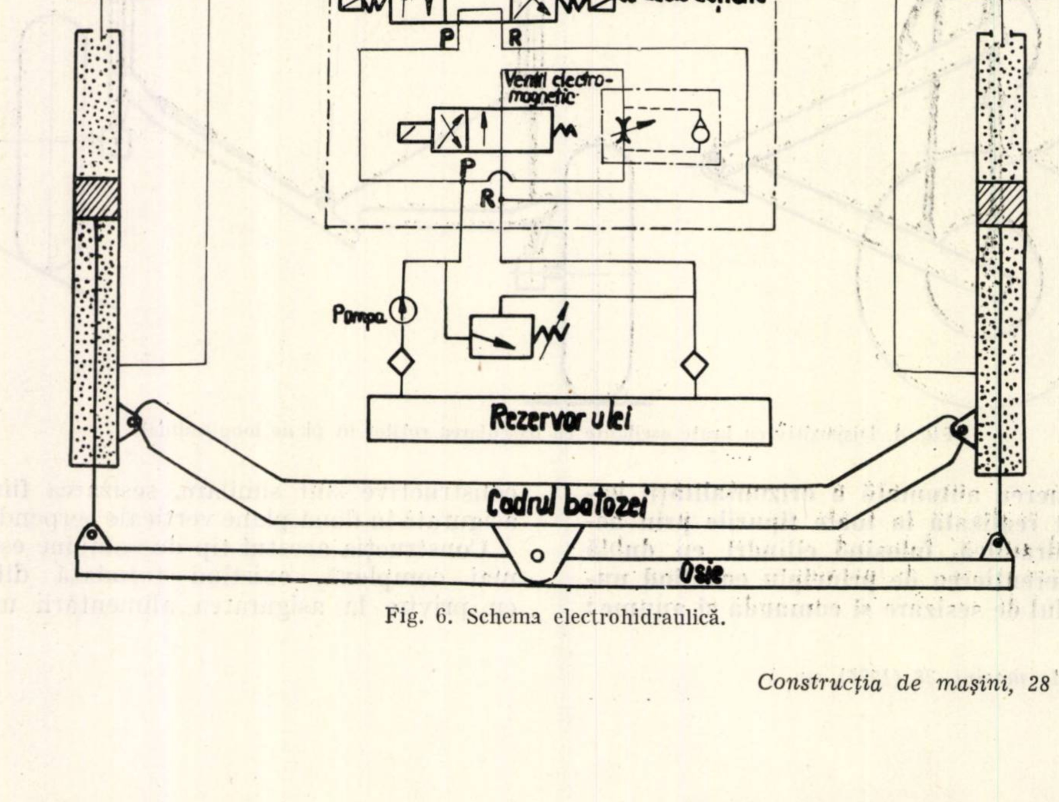

I
Ventil electromagnetic cu dublă acțiune
P
R
Ventil electro-magnetic
P
R
Pompa
Rezervor ulei
Cadrul batozei
Osie
I

Fig. 6. Schema electrohidraulică.

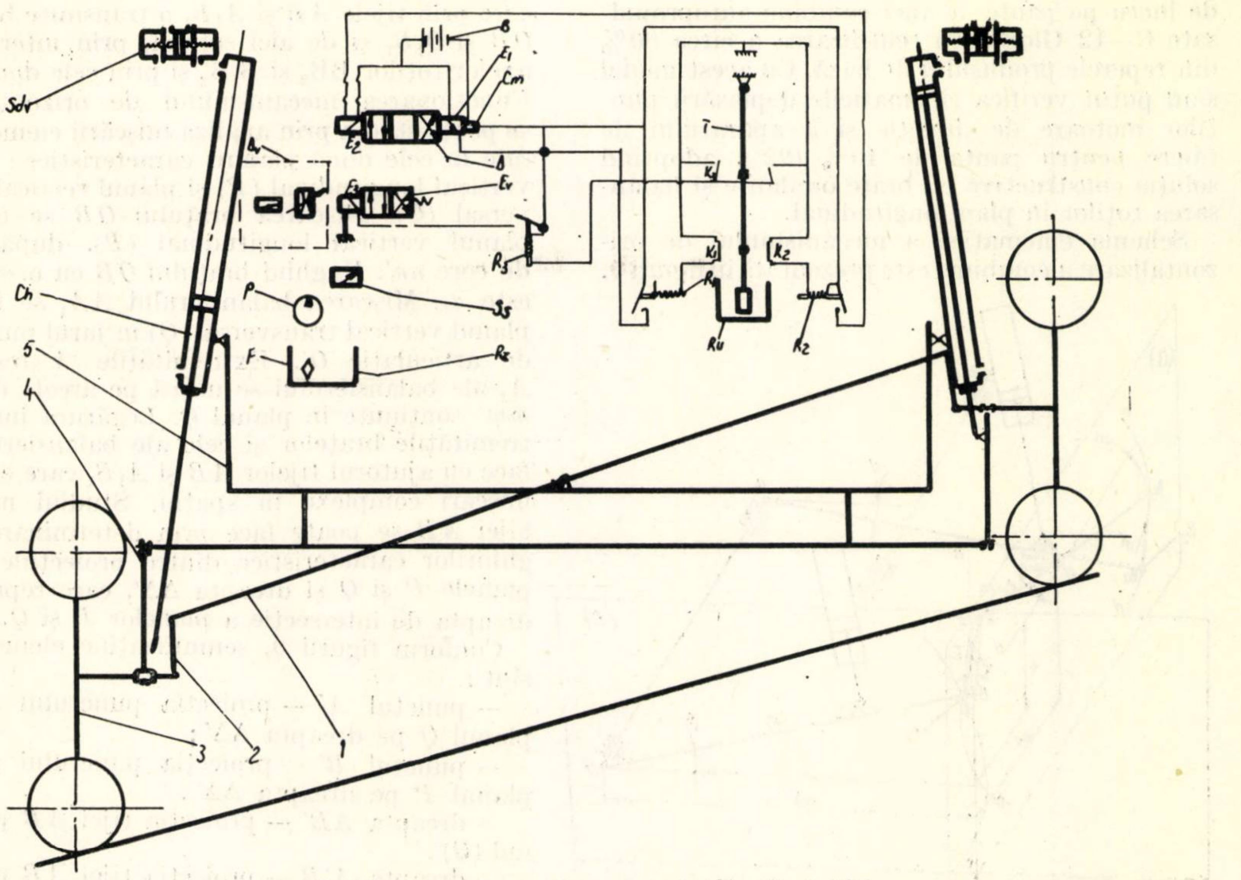


Fig. 7. Schema unui mecanism cu comandă prin pendul.

a bătătorului în cazul denivelărilor longitudinale pronunţate. Din aceste considerente părerile specialiştilor din agricultură privind utilizarea lor în toate condiţiile de exploatare sînt împărţite, economiile virtuale ce s-ar realiza putînd să nu compenseze dificultăţile de întreţinere, manevrabilitate şi preţul de vînzare sporit.

3. **Menţinerea automată a paralelismului aparatului de tăiere cu solul** se realizează cu acţionare hidraulică prin :

3.1. *Comandă hidraulică cu sesizare de la puntea motoare* (fig. 8)

3.2. *Comandă mecanică cu cabluri sau pîrghii articulate cu sesizare de la puntea motoare*

Elementele de noutate şi diferenţiere între soluţiile alese la diversele tipuri de combine cunoscute se referă îndeosebi la schemele electrohidraulice de sesizare şi comandă a menţinerii orizontalităţii batozei şi a paralelismului aparatului de tăiere pentru care există un număr însemnat de brevete înregistrate. În consecinţă, pentru a se putea realiza în ţara noastră o combină autopropulsată pentru recoltat cereale păioase pe pante a fost necesar să se găsească soluţii de concepţie proprie, care să poată fi protejate prin brevete româneşti înregistrate în străinătate.

* * *

Ţinînd seamă de considerentele şi cercetările menţionate, a fost realizat un model în fază experimentală, prin adaptarea pentru condiţiile

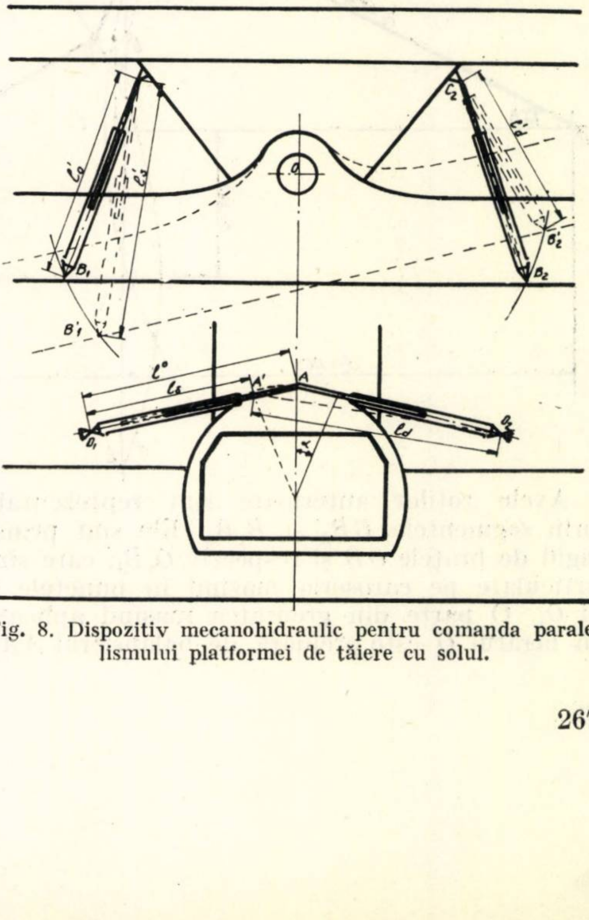


Fig. 8. Dispozitiv mecanohidraulic pentru comanda paralelismului platformei de tăiere cu solul.

de lucru pe pante a unei combine autopropulsate C–12 Gloria, cu reutilizarea a circa 80% din reperele produsului de bază. Cu acest model s-au putut verifica cinematicile deplasării punţilor motoare de direcţie şi a aparatului de tăiere pentru panta de 40% (22°), adoptînd soluţia constructivă cu braţe oscilante şi balansarea roţilor în plan longitudinal.

Schema cinematică a mecanismului de orizontalizare a combinei este prezentată în figura 9.

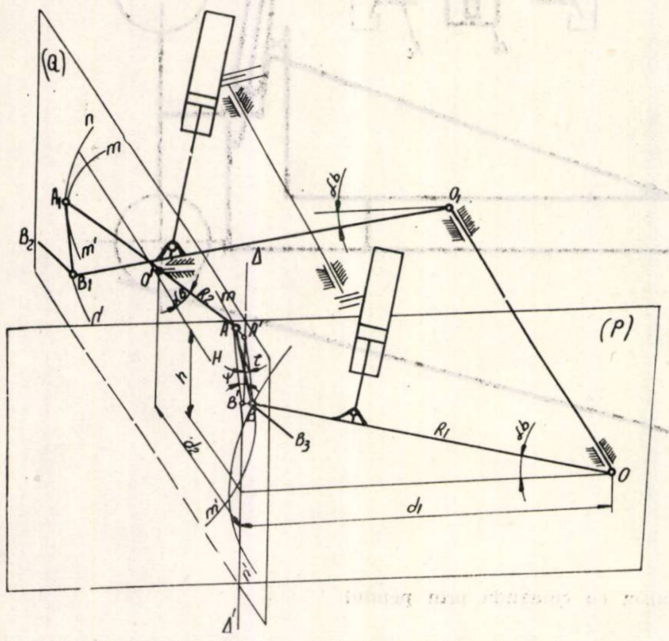


Fig. 9. Schema cinematică a mecanismului de orizontalizare cu braţe oscilante (model experimental).

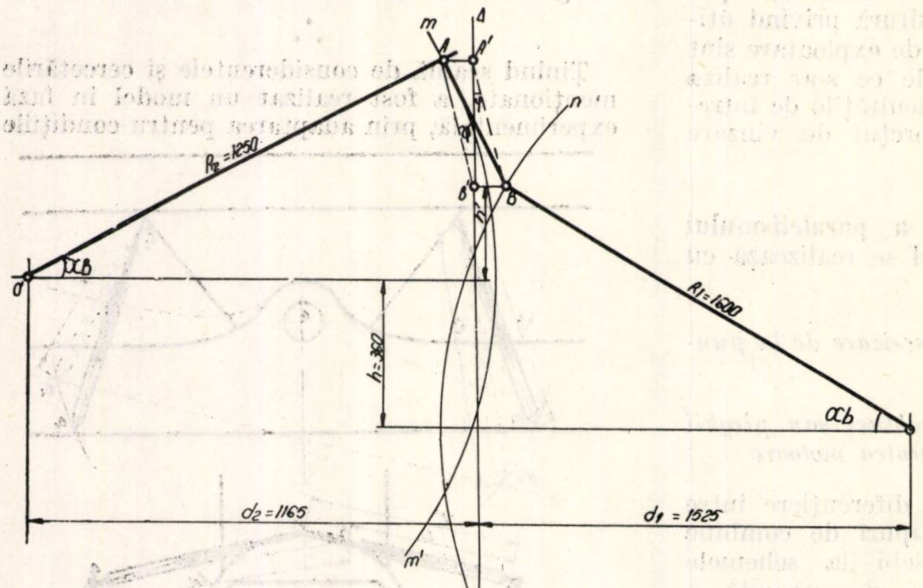


Fig. 10. Schema cinematică rabatută.

Axele roţilor anterioare sînt reprezentate prin segmentele BB_3 şi B_1B_2. Ele sînt prinse rigid de braţele OB şi respectiv O_1B_1, care sînt articulate pe caroseria maşinii în punctele O şi O_1. O parte din greutatea maşinii aplicată în lagărul O este preluată de balansierul AA_1, care prin tijele AB şi A_1B_1 o transmite braţelor OB şi O_1B_1 şi de aici solului, prin intermediul axelor roţilor BB_3 şi B_1B_2 şi prin cele două roţi. Funcţionarea mecanismului de orizontalizare se poate studia prin analiza mişcării elementelor sale în cele două planuri caracteristice : planul vertical longitudinal (P) şi planul vertical transversal (Q). Mişcarea braţului OB se face în planul vertical longitudinal (P), după arcul de cerc nn'. Unghiul braţului OB cu orizontala este α_b. Mişcarea balansierului AA_1 se face în planul vertical transversal (Q) în jurul punctului de articulaţie O'. Extremităţile A respectiv A_1 ale balansierului se mişcă pe arcele de cerc mm' conţinute în planul Q. Legătura între extremităţile braţelor şi cele ale balansierului se face cu ajutorul tijelor AB şi A_1B_1 care execută mişcări complexe în spaţiu. Studiul mişcării tijei AB se poate face prin determinarea unghiurilor caracteristice dintre proiecţiile ei pe planele P şi Q şi dreapta $\Delta\Delta'$, care reprezintă dreapta de intersecţie a planelor P şi Q.

Conform figurii 9, semnificaţiile elementelor sînt :

— punctul A' — proiecţia punctului A din planul Q pe dreapta $\Delta\Delta'$;

— punctul B' — proiecţia punctului B din planul P pe dreapta $\Delta\Delta'$;

— dreapta AB' — proiecţia tijei AB pe planul (Q) ;

— dreapta $A'B$ — proiecţia tijei AB pe planul (P) ;

— unghiul $BA'B'$ notat cu φ — unghiul proiecţie $A'B$ cu dreapta $\Delta\Delta'$;

— unghiul $AB'A'$ notat cu ψ — unghiul proiecţie AB' cu dreapta $\Delta\Delta'$;

— unghiul $AO'H$ notat cu α_B — unghiul balansierului cu orizontala.

Pentru uşurinţa studiului se rabate planul Q cu 90° în jurul dreptei $\Delta\Delta'$, conform figurii 10, în care însă tija AB nu apare în adevărata mărime. În aceeaşi figură sînt trecute şi toate cotele constructive ale elementelor de pe maşină.

Din figura 9 avem :

$$AB^2 = A'A^2 + A'B^2 \tag{1}$$

$$AB^2 = B'B^2 + AB'^2 \tag{2}$$

iar din figura 10 :

$$B'B = d_1 - R_1 \cos \alpha_b \tag{3}$$

$$A'A = d_2 - R_2 \cos \alpha_B \tag{4}$$

$$AB' \cos \psi = A'B \cos \varphi \tag{5}$$

$$A'B' = R_2 \sin \alpha_B - R_1 \sin \alpha_b + h \tag{6}$$

$$B'B = A'B \sin \varphi \tag{7}$$

$$A'A = AB' \sin \psi. \tag{8}$$

Din punct de vedere algebric, cu aceste relaţii se poate alcătui un sistem în care elementele necunoscute sînt unghiurile α_B, φ, ψ şi care prin rezolvare ar da valorile acestora în funcţie de elementele OB ; $O'A$; AB ; d_1 ; d_2 şi h cunoscute, avînd ca parametru unghiul α_b. Pentru a se trece de la unghiul α_b la unghiul pantei α_P ca parametru se poate stabili relaţia dintre acestea ca în figura 11. În această figură se vede că unghiul pantei α_P este legat de unghiul braţului OB cu orizontala OC (α_b) prin relaţiile :

$$BC = R_1 \sin \alpha_b = x'c \cdot \operatorname{tg} \alpha_P$$

$$\sin \alpha_b = \frac{x'c \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R_1}$$

$$\cos \alpha_b = \sqrt{\frac{1 - x'c^2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_P}{R_1^2}} = \frac{1}{R_1} \sqrt{R_1^2 - x'c^2 \operatorname{tg} \alpha_P}$$

Rezolvarea problemei se poate face mult mai simplu grafic, dacă se execută la scară figura 10.

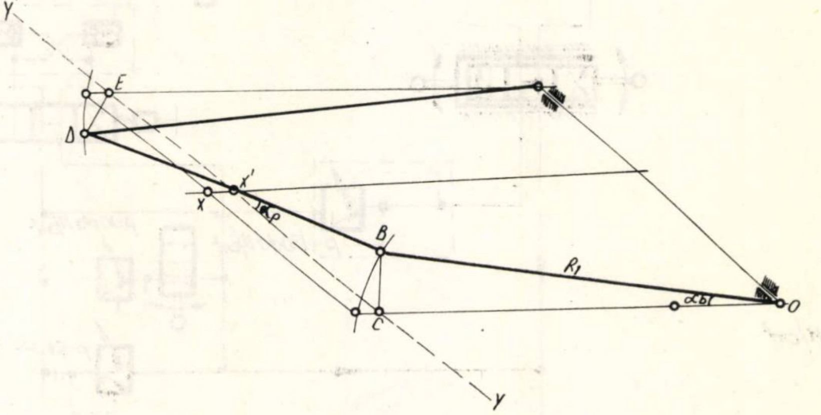


Fig. 11. Schema cinematică (model experimental)

Pornind de la relaţia (2) $AB^2 = B'B^2 + AB'^2$ se deduce $AB'^2 = AB^2 - B'B^2$. Determinînd $B'B$ cu relaţia (3) (de fapt rezultă direct construind pe figură unghiul α_b) şi calculînd pe AB', se construieşte imediat unghiul α_B, punînd din B' segmentul AB' pe arcul de cerc mm'. Rezultă apoi unghiurile φ şi ψ.

Pentru a se putea ocoli brevetele străine înregistrate în ţară a fost necesar să se proiecteze şi să se realizeze prin concepţie proprie dispozitive automate pentru menţinerea orizontalităţii batozei şi a paralelismului aparatului de tăiere cu solul. Dispozitivele au fost testate pe modelul experimental în campania de lucru din anul 1973 cu rezultate satisfăcătoare (fig. 12).

Dispozitivul de menţinere a orizontalităţii batozei foloseşte pentru sesizarea comenzii sistemului cu pendul. Elementul nou specific, comparativ cu cel prevăzut în brevetele înscrise, constă în faptul că dispozitivul realizat efectuează un reglaj automat continuu de viteză şi debit proporţional cu înclinarea, pentru unghiuri cuprinse între 2 şi 10°, faţă de un reglaj cu o singură treaptă (prin tot sau nimic) la aceleaşi limite unghiulare. Dispozitivul permite astfel o funcţionare fără şocuri, eliminarea unei electrovalve şi realizarea unei scheme de funcţionare originale.

Acest efect se realizează prin rolul funcţional dublu pe care îl are pendulul şi anume :

— de sesizare a înclinării şi comandă electrohidraulică ;
— de comandă directă a unui drosel rotativ pentru reglarea progresivă a debitului în funcţie de înclinare, respectiv a vitezei de reacţie a cilindrilor ce susţin caroseria.

Înclinarea combinei într-un sens sau altul este sesizată de două traductoare de poziţie A_1 şi A_2, acţionate de deplasarea tijei pendulului, care comandă în final, prin cîte un comutator de putere transistorizat, electromagneţii E_1 şi E_2 ai distribuitorului (fig. 13).

Electromagneţii acţionează sertăraşul distribuitorului într-un sens sau altul, dirijînd

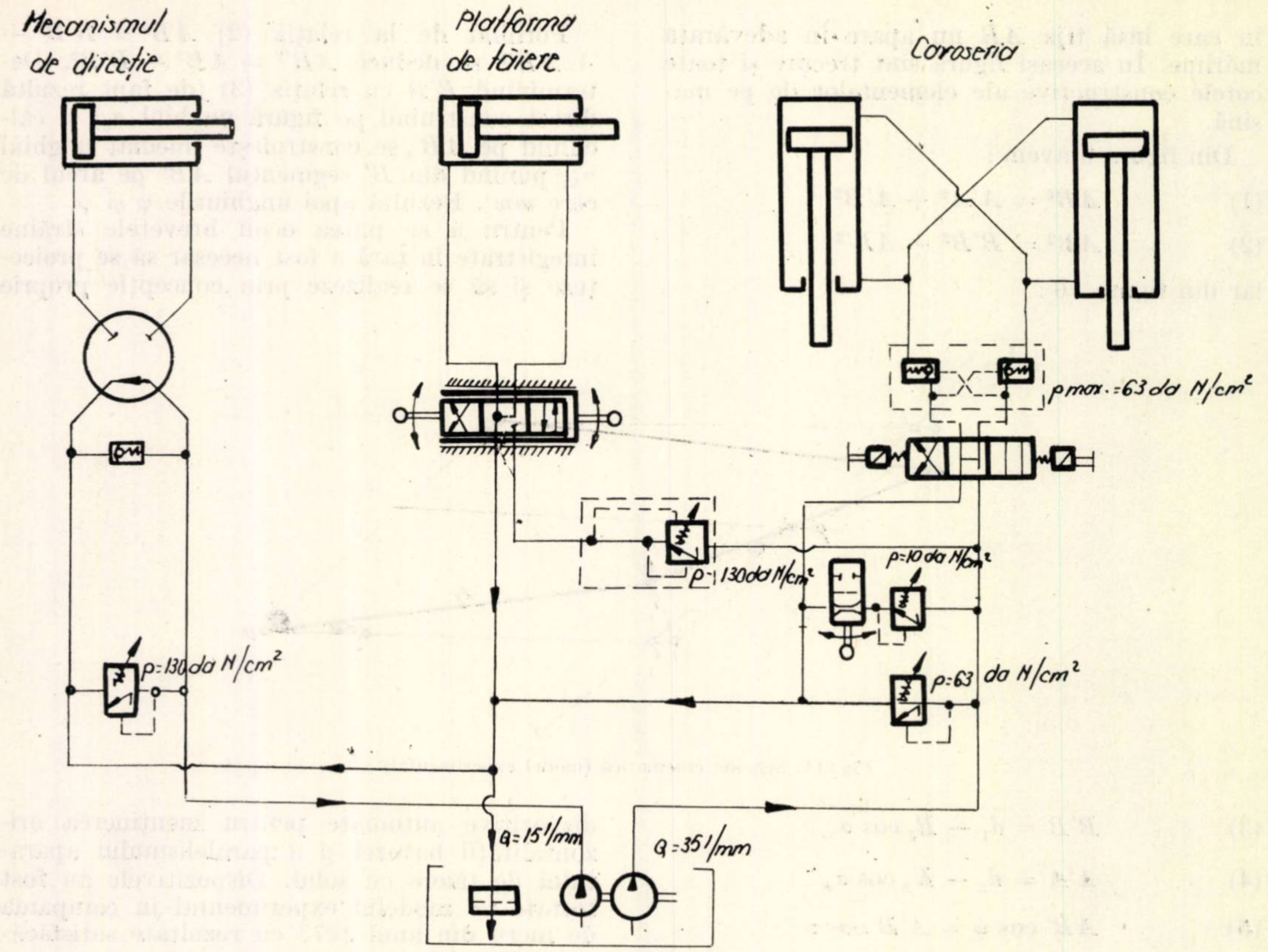

Mecanismul de direcție
Platforma de tăiere
Coroseria
p max.=63 da N/cm²
p=130 da N/cm²
p=10 da N/cm²
p=130 da N/cm²
p=63 da N/cm²
Q=15 l/mm
Q=35 l/mm

Fig. 12. Schema hidraulică combina CP 12 (prototip de serie)

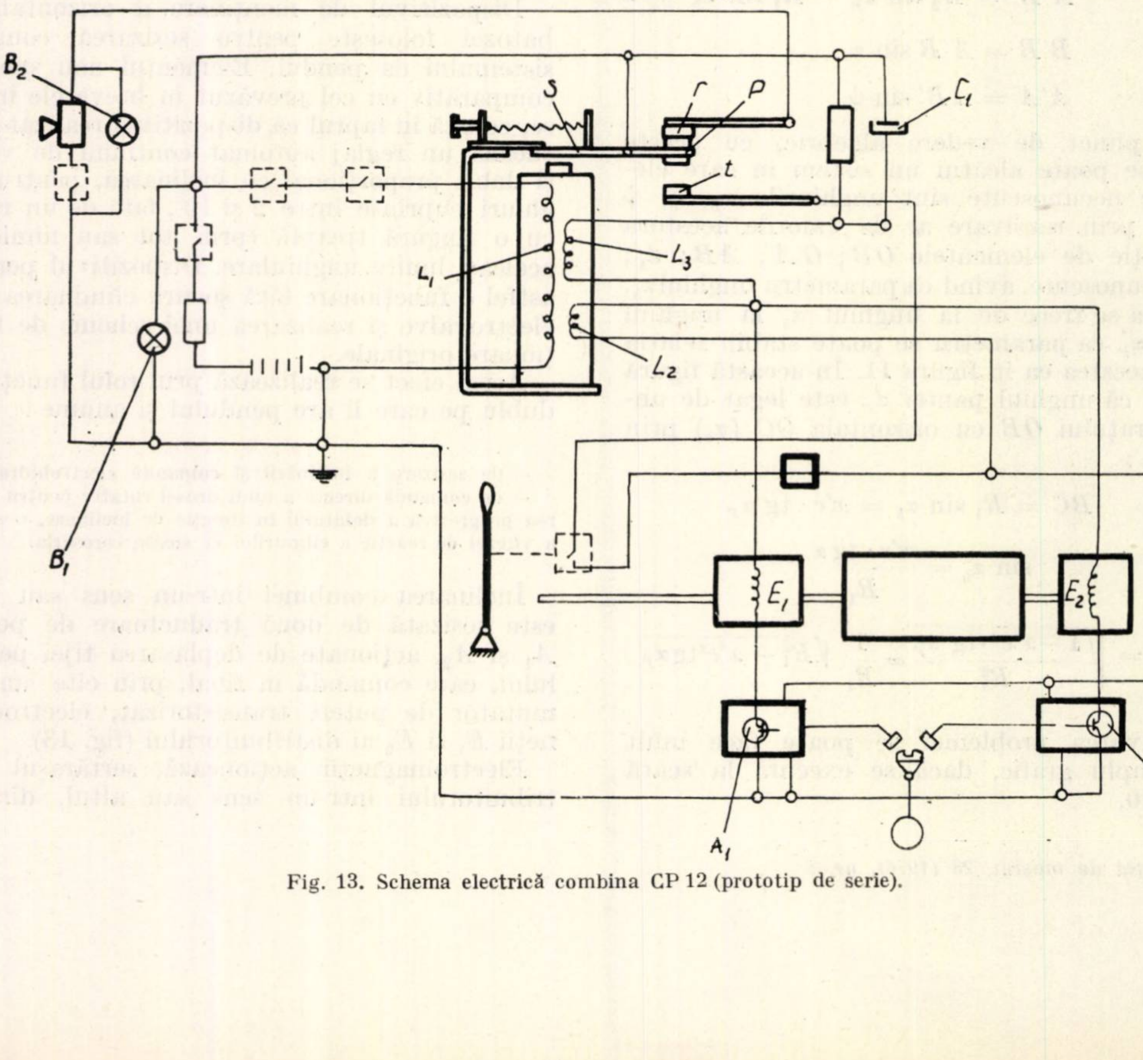

B₂
S
r
P
C₁
t
L₁
L₃
L₂
B₁
E₁
E₂
A₁
A₂

Fig. 13. Schema electrică combina CP 12 (prototip de serie).

astfel debitul de ulei în cilindrii hidraulici care readuc combina în poziţia neutră, orizontală (fig. 12). Siguranţa şi precizia în funcţionare se datoresc faptului că schema nu funcţionează pe bază de contacte electrice, iar semiconductoarele folosite asigură o durabilitate aproape nelimitată. Schema de conexiuni a fost realizată pe principiul circuitelor imprimate pe placă, utilizînd numai elemente din fabricaţia curentă, obţinînd astfel o construcţie cu un grad ridicat de fiabilitate şi la un preţ de cost redus. Schema realizează suplimentar avertizarea automată a depăşirii unghiului maxim admis al pantei, prin declanşarea unor semnale luminoase şi acustice. De asemenea, funcţionarea combinei poate fi realizată în caz de avarie şi manual, intervenţia manuală deconectînd comanda automată. Comanda înclinării aparatului de tăiere pentru menţinerea paralelismului acestuia cu solul a folosit un distribuitor rotativ hidraulic acţionat direct de elemente palpatoare, permiţînd astfel o copiere mai riguroasă a microreliefului în timpul lucrului. Elementele de palpare sînt montate pe aparatul de tăiere şi comandă paralelismul său cu solul, spre deosebire de sistemele folosite de majoritatea combinelor, la care comanda este preluată de la osia motoare amplasată cu mult înapoia aparatului de tăiere, prin două circuite hidraulice paralele (fig. 8) sau comenzi mecanice.

Proiectul şi execuţia elementelor hidraulice au fost realizate în colaborare cu Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini (ICPTCM)-Bucureşti, reuşind eliminarea elementelor de import, cu excepţia distribuitorului rotativ pentru servocomanda direcţiei, care nu este încă asimilat în ţară.

*
* *

Ca urmare a încercărilor efectuate în anul 1973 cu modelul experimental pe pante cu înclinaţia pînă la 40%, a rezultat că dispozitivele automate de menţinere a orizontalităţii batozei şi a paralelismului aparatului de tăiere cu solul s-au comportat corespunzător cerinţelor. Totodată au mai rezultat unele observaţii deosebit de utile, de care s-a ţinut seama la trecerea la faza de prototip, astfel:

● Micşorarea greutăţii totale a combinei pentru a reduce tasarea solului în special în condiţii de sol cu umiditatea sporită, specifică regiunilor deluroase şi submuntoase. Dat fiind că elementele comune cu combina C 12 Gloria nu pot fi afectate din considerente tehnico-economice de fabricaţie, a fost necesar să se adopte constructiv pentru prototip sistemul de suspendare pe paralelogram şi reducerea capacităţii buncărului, prin care s-a putut realiza o uşurare de circa 800 kg.

● Eliminarea călcării plantelor (100 mm) la pantă maximă, cînd se recoltează cu lanul în aval. Aceasta este posibilă fie prin mărirea corespunzătoare a lăţimii de lucru a aparatului de tăiere, fie prin reducerea ecartamentului la puntea motoare în soluţia existentă pe modelul experimental, fie prin adoptarea modului de suspendare pe paralelogram, la care ecartamentul este variabil, proporţional cu panta. Avînd în vedere considerentul reducerii greutăţii menţionat anterior, s-a adoptat pentru prototip cinematica cu paralelogram, care satisface şi din acest punct de vedere cerinţele funcţionale.

● Echiparea cu frîne şi a roţilor de direcţie, pentru creşterea siguranţei de manevrare şi asigurarea protecţiei muncii.

● Pentru realizarea fazei de prototip a fost necesar să se restudieze transmisia la roţile motoare în spiritul redimensionării ei pentru satisfacerea solicitărilor sporite în condiţii de pante, avînd în vedere că cea utilizată de la combina C12 era solicitată peste limitele admisibile.

Pe lîngă îmbunătăţirile menţionate anterior mai putem cita şi următoarele:

● Echiparea ambelor punţi cu frîne disc pe circuite independente faţă-spate, cu posibilitatea de acţionare diferenţială sau simultană.

● Acţionarea mecanismului de direcţie prin servocomandă integral hidrostatică.

● Utilizarea acumulatoarelor hidropneumatice cu azot pentru suspensia platformei de tăiere, avînd posibilitatea reglării amplitudinii oscilaţiilor acestora şi a rigidităţii sistemului.

● Realizarea palpării solului în zona adiacentă lamelor tăietoare, asigurînd prin aceasta o tăiere mai uniformă printr-o copiere mai riguroasă a microreliefului. La majoritatea combinelor pentru pante de fabricaţie străină sesizarea microreliefului se face la roţile motoare, respectiv la o distanţă de circa 2 m în urma lamelor de tăiere.

● Folosirea tensiunii de 12 V unificate pe combină pentru instalaţia electrică de comandă automată (faţă de 24 V la modelul experimental) şi prin aceasta simplificarea schemei electrice generale.

● Posibilitatea de echipare a combinei cu cabină de protecţie presurizată şi adaptată cerinţelor ergonomice moderne.

Combina CP12 a fost încercată în vederea omologării de Institutul de cercetări pentru mecanizarea agriculturii ICMA, în regiunea Cluj-Napoca, la recoltarea grîului, orzului, ovăzului şi secarei, pe o suprafaţă totală de 70 ha (fig. 14).

Productivitatea orară efectivă la recoltarea grîului a fost de 1,06 ha/h, iar la recoltarea orzului şi ovăzului de 0,98 ha/h, pantele pe care s-a lucrat fiind cuprinse între 26,7% (15°) şi 46,6% (25°).

Valoarea coeficientului de folosire a timpului de producţie de 0,82 a fost satisfăcătoare. Coeficientul siguranţei tehnice a avut valoarea de

0,958, fiind superior cerinţelor din tema de proiectare. Necesarul de forţă de muncă a fost cuprins între 1,19 şi 1,2 ore om/ha.

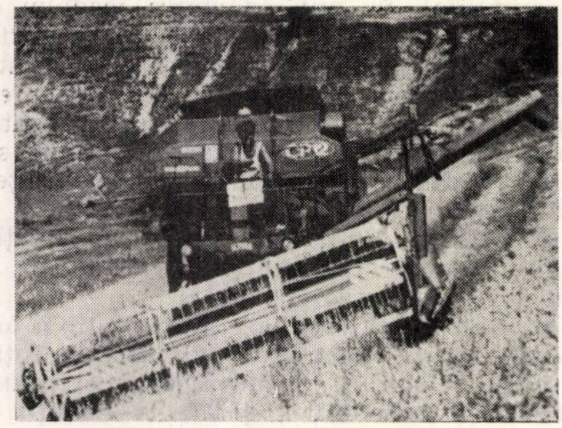


Fig. 14. Combina CP 12 în lucru.

S-a constatat că acest tip de combină permite lucrul în condiţii de securitate deplină, fiind prevăzută cu posibilitatea trecerii la comanda manuală a orizontalizării în cazul defectării sistemului automat.

* * *

Faţă de aceste rezultate pozitive produsul a fost omologat şi se află în prezent în faza de fabricaţie serie zero la Întreprinderea de maşini agricole ,,Semănătoarea'' din Bucureşti. Parametrii funcţionali obţinuţi sînt competitivi faţă de cei obţinuţi cu maşini similare de fabricaţie străină (tabelul 1). Soluţiile constructive, fiind de concepţie originală, permit prezentarea combinei CP12 la export fără restricţii, brevetele româneşti fiind în prezent în curs de înregistrare în zece ţări.

Summary

There are many reasons — presented in the paper — that determine the necessity for manufacturing the combines specialized for work on slopes. A comparison of the various types and the worldwide existing constructive solutions is followed by the new solutions, schemes and the essential specific calculi that have been elaborated in view of accomplishing in our country an experimental type of original conception. The experiments on the homologated prototype determined finally improvements.

Résumé

Dans cet article les auteurs discutent la nécessité de fabriquer des moissonneuses-batteuses spécialisées pour les travaux sur les terrains en pente et l'on fait l'analyse comparative entre les differents types de machines de cette sorte et les différentes solutions constructives existantes dans le monde. On présente les solutions, les schemas et les calculs nécessaires à la réalisation en Roumanie d'un modèle expérimental de conception originale. En conclusion on indique les perfectionnements réalisés lors des expériences effectuées par le spécialistes, ainsi que les résultats obtenus par le prototype homologué.

Zusammenfassung

In der Enleitung werden die wichtigsten Beweggründe angegeben, die zur Herstellung de spezialisierten Getreideerntekombinen auf abfälligen Boden geführt haben. Es werden verschiedene Bautypen und Ergebnise vergliechen. Weiter werden die wichtigsten Lösungen und Berechnungen angegeben, die zu Grunde der Herstellung eines originellen Versuchsmodells in unserem Lande gestanden sind. Schliesslich werden die Fortschritte angegeben, die infolge der mit diesem, Prototyp durchgeführten Proben eingetreten sind.

Резюме

Во вступительной части рассматриваются основные соображения приводящие к необходимости создания комбайнов, специализированных для работы на склонах. В дальнейшем проводится сравнительный анализ различных типов и конструктивных решений, существующих на мировом масштабе. В самом содержании данной работы показаны разработанные конструктивные решения и схёмы а также и специфические расчёты, проводимые с целью создания в нашей стране экспериментального образца оригинальной концепции. В заключительной части показано какие усовершенствования были осуществлены на основе испытания утверждённого опытного образца и полученных результатов.

CZ: 631.35

Preocupări în domeniul combinelor autopropulsate de recoltat porumb în ştiuleţi depănuşaţi

Ing. Carol **SOLOMON**; ing. Florian **POPESCU**;
ing. Iosif **COJOCARU**; ing. Ştefan **BREAZU**; – ICPMA – Bucureşti

În ultimii ani se constată pe plan mondial o perfecţionare a combinelor autopropulsate de cereale în direcţia măririi capacităţii de lucru, o ridicare a indicilor calitativi precum şi tendinţa introducerii echipamentelor necesare pentru folosirea lor la o gamă cît mai largă de culturi. Direcţia pe care se merge la ridicarea capacităţii de lucru a combinelor se caracterizează prin mărirea dimensiunilor — direcţia extensivă — şi în mai mică măsură prin perfecţionarea funcţională a organelor de lucru sau crearea de noi organe — direcţia intensivă. Cultura porumbului avînd o pondere însemnată în agricultură pe plan mondial, a existat preocuparea generală de a se realiza recoltarea porumbului în mod mecanizat.

În prezent, în toate ţările în care cultura porumbului este dezvoltată, sînt utilizate două tehnologii de recoltare : recoltarea sub formă de boabe și recoltarea sub formă de știuleți. În general se utilizează tehnologia de recoltare a porumbului sub formă de boabe, deoarece transportul și depozitarea directă a boabelor necesită utilaje mai puține. Totuși, datorită faptului că pentru această tehnologie se cer investiții mai mari în silozuri și un consum de combustibil mărit, pînă la realizarea în totalitate a investițiilor se utilizează în paralel și tehnologia de recoltare a porumbului în știuleți cu depozitarea lor intermediară în pătule, iar batozarea se face pe măsură ce silozul se golește. Datorită faptului că cea mai utilizată tehnologie este cea în care recoltarea porumbului se face în boabe, preocupările constructorilor se axează și ele pe extinderea posibilităților de lucru ale combinelor autopropulsate de recoltat cereale păioase și pe recoltarea porumbului în boabe, prin crearea de echipamente și dispozitive corespunzătoare montate pe aceste combine. Mecanizarea recoltării porumbului sub formă de știuleți a fost studiată și rezolvată prin realizarea de mașini de recoltat specializate, tractate sau autopropulsate.

În ultima vreme, din cauza penuriei generale de combustibil a început să fie reconsiderată tehnologia de recoltare a porumbului în știuleți depănușați, care chiar dacă în final duce la pierderi de boabe ceva mai ridicate, necesită totuși un consum mai mic de combustibil. Aceasta este și linia directoare în R. S. România, și ea stă la baza preocupărilor constructorilor de combine, în vederea realizării unor echipamente suplimentare, care montate pe combinele de recoltat cereale păioase să poată recolta porumbul sub formă de știuleți depănușați. Sub această formă se poate recolta produsul principal într-un interval mai mic de timp, lăsînd ca produsul secundar, tulpinile, să fie culese mai tîrziu cu mai multă ușurință după pierderea umidității, cu mașini de mare productivitate. Această preocupare s-a materializat prin realizarea pentru prima oară pe plan mondial a unui echipament, care montat pe combina autopropulsată de recoltat cereale păioase să-i dea posibilitatea să recolteze porumbul sub formă de știuleți depănușați pe patru, șase sau opt rînduri.

În R. S. România au fost realizate echipamente de recoltat porumb sub formă de știuleți depănușați atît pentru combina Gloria C—12 la capacitatea de 7—8 t/h, cît și pentru combine de mare productivitate la capacitatea de 14—16 t/h, în condițiile satisfacerii cerințelor agrotehnice privind pierderile, vătămările și gradul de depănușare. Aceste realizări au necesitat o serie de studii, cercetări și experimentări în decursul anilor 1972—1975. Culegătoarele clasice de știuleți au în general pe lîngă valțurile de detașare și organe de transportat știuleții, dispuse în serie corespunzător fluxului și compuse din lanțuri cu gheare, melc și aruncător. Deoarece acestea sînt folosite pentru transportul unor știuleți care suferă procesul de treier chiar pe combină, construcția, dimensiunile și așezarea lor țin seamă de cerința importantă ca vătămarea și ruperea știuleților să nu depășească anumite limite. La primele încercări întreprinse cu un echipament de recoltare și depănușare a știuleților realizat pe combina C—12, a fost folosit un culegător de știuleți clasic pe patru rînduri. Experimentările au arătat că procentul mare de știuleți rupți (peste 30%) colectați în remorcă se datorește în cea mai mare măsură culegătorului, îndeosebi formei carcasei de-a lungul melcului transportor și în mai mică măsură racleților metalici de pe lanțurile elevatorului central cu transport la partea inferioară.

După cum se poate observa în figura 1, la culegătoarele clasice între muchia exterioară a melcului transportor și peretele carcasei culegătorului în dreptul zonei de alimentare a melcului există un spațiu mare de 80—120 mm, care descrește spre interior, spațiu ce dă un efect de împănare a știuleților, care din cauza sensului de rotație a melcului duce la ruperea de știuleți. Pentru eliminarea efectului dăunător, la noile culegătoare realizate forma carcasei a fost modificată conform figurii 2, iar racleții de pe lanțurile elevatorului

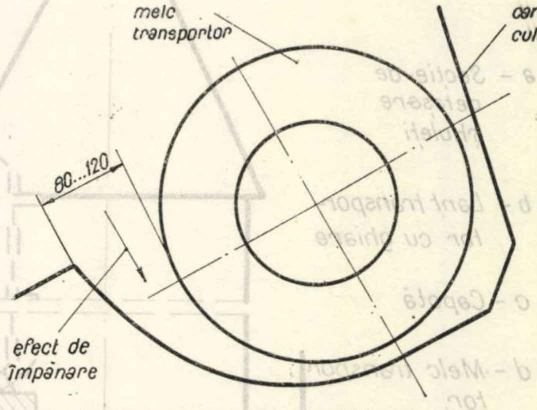


Fig. 1. Secțiune prin carcasa culegătorului clasic de știuleți și prin melcul transportor.

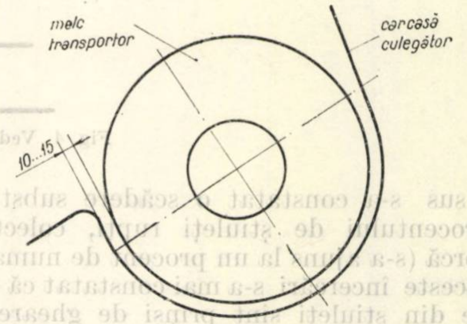


Fig. 2. Secțiune prin carcasa modificată a culegătorului și prin melcul transportor.

central au fost căptușiți cu cauciuc, așa cum se vede în figura 3.

La încercările făcute în exploatare cu culegătoarele și elevatoarele centrale realizate ca mai sus s-a constatat o scădere substanțială a procentului de știuleți rupți, colectați în remorcă (s-a ajuns la un procent de numai 5%). La aceste încercări s-a mai constatat că o mică parte din știuleți sînt prinși de ghearele lanțurilor transportoare de pe valțurile de detașare în zona superioară de întoarcere a ramurilor lanțurilor pe sub capota dintre secții și rupți la vîrf din cînd in cînd (fig. 4 și 5). În aceste zone spațiul liber a fost micșorat după cum arată liniile întrerupte din figura 5, lăsînd pentru trecerea ghearelor lanțului transportor o lumină de maximum 3 mm. La încercările făcute cu capotajele culegătorului, modificate ca mai sus, s-a constatat o scădere a procentului de știuleți rupți, colectați în remorcă (la 4%). În continuare s-a acționat în vederea îmbunătățirii condițiilor în care sînt transportați știuleții, de la primirea în interiorul combinei și pînă la deversarea lor în remorcă. Au fost micșorate la minimum posibil spațiile dintre elementele mobile și cele statice care vin în contact cu știuleții, atît cu cei nedepănușați cît și cu cei depănușați. Prin aceasta s-a reușit ca la ultimele încercări făcute în anul 1975 la recoltarea porumbului în știuleți depănușați să se obțină în remorca de știuleți un procent de știuleți rupți de pînă la 2,7%. Constructorii s-au preocupat intens de micșorarea gradului de vătămare al știuleților, de care sînt legate și pierderile de boabe suferite de știuleți în combină.

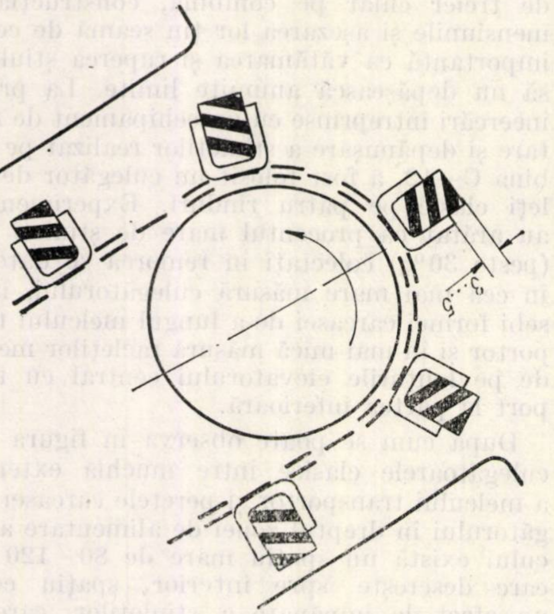


Fig. 3. Căptușirea racleților cu cauciuc.

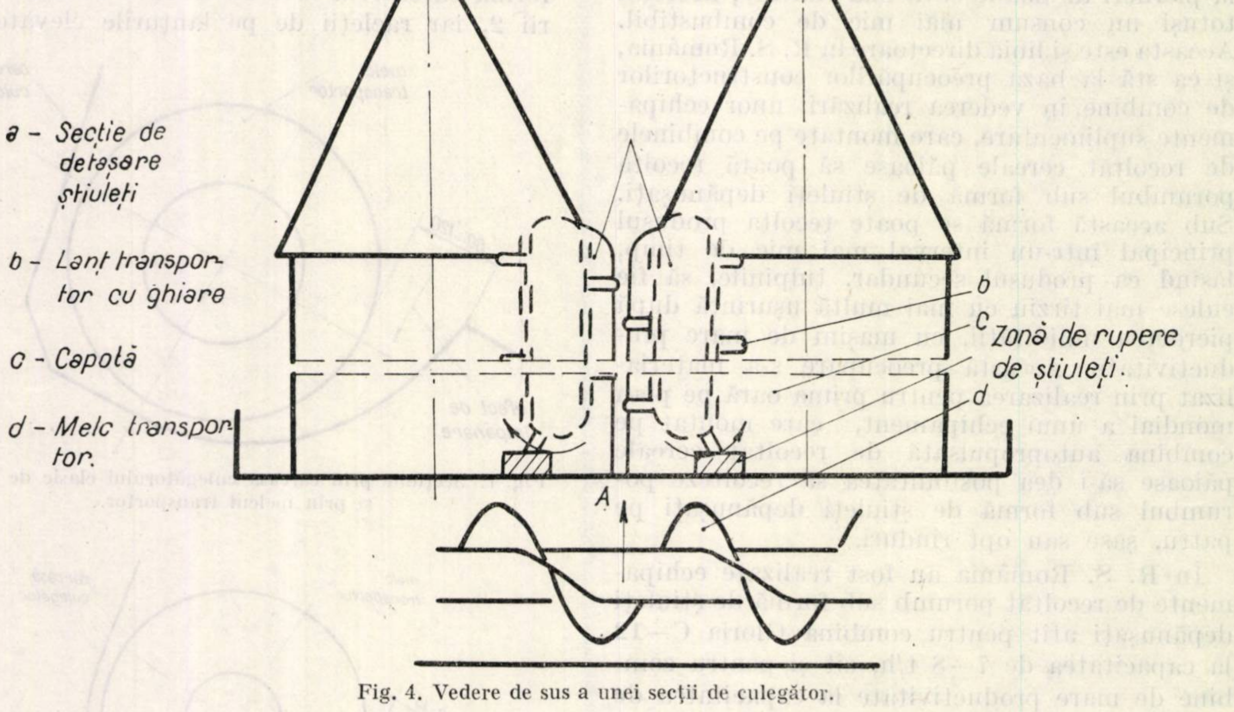

a - Secție de detașare știuleți
b - Lanț transportor cu ghiare
c - Capotă
d - Melc transportor.
b
c
Zonă de rupere de știuleți
d
A

Fig. 4. Vedere de sus a unei secții de culegător.

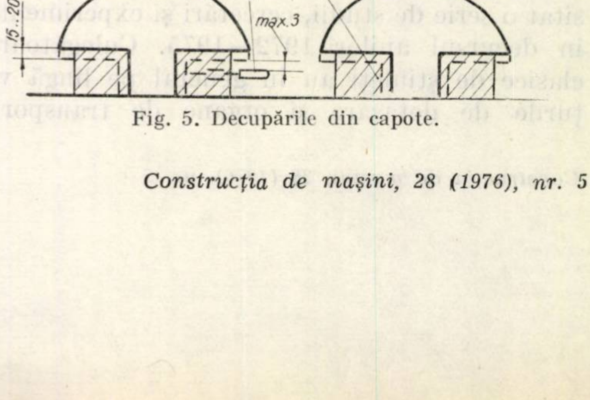


Fig. 5. Decupările din capote.

În urma unor cercetări amănunțite ale cauzelor care duc la vătămarea știuleților s-a constatat că acestea se produc în mare măsură din cauza vitezei de transport necorespunzătoare a organelor de pe flux precum și din cauza izbirilor știuleților de organe sau de pereți peste limita de rezistență a legăturilor boabelor de coceni. Vitezele lanțurilor cu racleți ale transportoarelor au fost micșorate la limita la care debitul necesar a fost asigurat. Pentru transportoarele de știuleți nedepănușați viteza lanțurilor cu racleți s-a realizat la 1,3 m/s, iar pentru cel de știuleți depănușați la 1,1 m/s. În zonele de deversare a știuleților nedepănușați, pe depănușător au fost introduse paravane elastice din șorțuri de cauciuc, iar racleții transportoarelor de știuleți depănușați au fost prevăzuți cu folii de cauciuc pe fețele de contact cu știuleții, îmbunătățiri prin care s-a ajuns la rezultate satisfăcătoare, adică la un grad de vătămare a știuleților din remorcă de 1,11...1,65. În paralel cu preocupările privind micșorarea gradului de vătămare s-au analizat și posibilitățile recuperării boabelor desprinse. Boabele desprinse de pe știuleți în combină pînă la deversarea știuleților de pe depănușător au fost colectate într-un buncăr, iar cele desprinse după depănușător au fost deversate împreună cu știuleții depănușați în remorcă obținînd :

- boabe libere în buncăr în medie de 0,5 %;
- boabe libere în masa de știuleți din remorcă de 0,45 %...0,9 %.

Acestea s-au datorat realizării organelor de recuperare și a sistemului de etanșare a transportoarelor care lucrează pe flux pînă la deversarea în remorcă.

Boabele desprinse de pe știuleți la culegător deasupra organelor de detașare a știuleților de pe tulpini nu au putut fi recuperate, ele căzînd pe sol în proporție de 0,3 %.

La experimentările efectuate de către ICMA și ICPMA în campania de recoltare a porumbului în știuleți depănușați din anul 1975 s-a constatat că în anumite condiții de cultură circa 2 % din știuleții detașați de culegător sar de pe plăcile de detașare înspre vîrfurile secțiilor, depășind paletele de oprire din zona vîrfurilor valțurilor și căzînd pe sol. Prin înălțarea opritoarelor cu 80 mm procentul știuleților căzuți pe sol s-a redus la jumătate. Toate valorile arătate au fost obținute în condițiile în care s-au realizat 14...16 t/h de știuleți depănușați, avînd în medie un grad de depănușare de 91,7 % (tabelele 1 și 2).

Pentru micșorarea numărului de tractoare folosite la transportul știuleților spre locurile de depozitare, soluția cu deversarea știuleților în timpul recoltării din combină lateral într-o remorcă tractată separat de un tractor care merge continuu în paralel cu combina a fost modificată prin atașarea direct la combină a remorcii de știuleți. S-a constatat că această soluție este bună și că schimbarea remorcii pline cu alta goală se face ușor și rapid. Din bilanțul energetic al unei combine cu capacitatea de 14...16 t/ha de știuleți depănușați, cu remorca atașată de 4—6 t, a rezultat că este suficient un motor de 117—132 Kw pentru condițiile cele mai grele de recoltare.

Tabelul 1

Caracteristicile culturii de porumb

Nr. crt.	Caracteristici	UM	Valorile medii determinate		
			22 IX	3 X	18 X
1	Distanța între rînduri	cm	80	80	80
2	Numărul de plante la hectar	buc	30 300	35 300	38 700
3	Numărul de știuleți la hectar	buc	31 200	36 800	40 800
4	Plantele căzute	%	3,8	3,0	1,1
5	Înălțimea plantelor	cm	176	184	205
6	Înălțimea de inserție a știuleților	cm	108	115	130
7	Știuleții cu vîrful în jos	%	75	98	100
8	Înălțimea pînă la vîrful știuletelui	cm	—	88	105
9	Producția la hectar :				
	— boabe	kg	3 780	7 900	7 730
	— știuleți	kg	4 730	9 620	9 670
10	Umiditatea boabelor	%	22	26	24

Tabelul 2

Indicii calitativi de lucru

Nr. crt.	Indici	Valorile medii determinate (%)			
		22 IX	3 X	18 X	Media
1	Debitul de alimentare (kg/s) știuleți	3,68	4,43	3,53	3,9
	Pierderi de boabe :				
2	Boabe libere pe sol	0,16	0,34	0,39	0,30
3	Boabe în știuleți pe sol	2,80	1,12	0,75	1,55
4	Boabe în știuleți pe plante căzute	1,21	0,78	0,29	0,76
	Total pierderi	4,17	2,24	1,43	2,61
5	Boabe în masa de știuleți din remorcă	0,45	0,91	0,55	0,64
6	Boabe recuperate în buncărul combinei	0,50	0,40	0,64	0,51*
	Depănușarea știuleților :				
7	Știuleți depănușați, total	92,0	78,0	96,8	89,0
8	Știuleți depănușați, parțial	4,2	10,3	2,0	5,5
9	Știuleți nedepănușați	3,8	11,7	1,2	5,5
10	Gradul de depănușare	93,9	83,3	97,8	91,7
11	Impurități în masa de știuleți	0,45	0,93	0,11	0,49
	Vătămarea știuleților :				
12	Știuleți nevătămați	73,7	60,5	57,7	64,0
13	Știuleți vătămați	21,4	36,3	38,4	32,0
14	Știuleți rupți	3,4	2,4	2,4	2,7
15	Știuleți nedezvoltați	1,5	0,8	1,5	1,3
16	Totalul de boabe desprinse de pe știuleți	1,11	1,65	1,58	1,45

* S-au colectat la decorticator.

Summary

Recently because of the general fuel penury the harvesting technology of shelled corn cobs has been reconsidered. Romanian designers of agricultural machinery have been concerned with this problem and have achieved, for the first time in the world an equipment which, — mounted on a self propelled combine for strawy cereals-makes possible the harvesting of shelled corn cobs on 4,6 or 8 rows. Durind the years 1972—1975 on base of the observations during the experiments the equipment has been continuously improved in order to fit the more and more severe agrotechnical needs as regards the degree of corn cobs shelling, the grain losses, the degree of corn cobs damages and of impurities found in the trailer with shelled corn cobs. The paper presents some of the constructive solutions that made possible the achievement of the required parameters as well as of the main results obtained in the performed experiments at harvesting shelled corn cob in 1975.

Résumé

À cause de la récente pénurie mondiale de combustible on a du réconsidérer aussi la technologie de la moisson des épis de maïs sans spathes. À cette fin les constructeurs roumains de machines agricoles ont étudié et ont réalisé pour la première fois dans le monde un équipement, lequel mis sur une moissonneuse-batteuse à autopropulsion pour la moisson des céreales, donne la posibilité de récolter le maïs sous la forme d'épis de maïs sans spathes sur quatre, six et huit rangées à la fois. Pendant la période 1972—1975, compte tenu des résultats des expériences, l'équipement a été continuellement perfectionné afin de devenir adéquat aux nécessités agrotechniques concernant les posibilités de croissance du nombre des épis sans spathes, les pertes de grains, le degré d'endommagement des épis de maïs et la diminution des impuretés dans les remorques transportant les épis de maïs sans spathes. L'étude indique quelques solutions permettant d'obtenir les meilleurs paramètres de construction, ainsi que les principaux résultats obtenus lors des expériences effectuées en 1975, pendant la moisson des épis de maïs sans spathes.

Zusammenfassung

Infolge des allgemeinen Brennstoffmangels ist in der lezten Zeit die Technologie der Maiskolbenentblätterung wieder aufgenommen worden. Die rumänischen Landamaschinenbauer haben als erste in der Welt eine Ausrüstung hergestellt die auf die selbstgetriebene Kombine gestellt wird, und gestattet die entblätterten Maiskolben von 4, 6 und 8 Reihen zu ernten. Zwischen 1972—1975 wurde diese Ausrüstung immer wieder verbessert, so dass sie den modernisten Forderungen betreffend den Entblätterungs und Beschädigungsgrad der Maiskolben, den Kornverlust, Unreinigkeiten u.s.w entsprechen kann. Weiter werden noch einige konstruktive Lösungen zur Erzielung der notwendigen Kenngrössen angegeben, sowie die Ergebnise der wichtigsten Versuche des Jahres 1975 bei der Maiskolbenentblätterung.

Резюме

В последнее время, в связи с общим недостатком топливных материалов уделяется всё более внимание технологии уборки очищенных початков кукурузы. В этом смысле, конструкторы сельскохозяйственных машин из Румынии заботаясь об этом вопросе создали первый раз на мировом масштабе оборудование, установлением которого на самоходном комбайне для уборки зерновых косовых создаются возможности для уборки очищенных початков кукурузы на 4,6 или 8 рядах. В период 1972—1975 гг., на основе результатов, полученных во время испытания, данное оборудование было постоянно усовершенствовано в связи с всё более узкими агротехническими требованиями относительно степени очистки, повреждаемости початков, потери зерна, а также и примесей в прицепе для очищенных початков. В работе показаны некоторые конструктивные решения приводящие к достижению требуемых параметров, а также и основные результаты, полученные в течение 1975 г., при испытании данного оборудования для уборки очищенных початков кукурузы.

CZ : 681.1 ; 621.82 ; 531.4

Deplasarea fusului în cuzinet în condițiile frecării mixte în articulaţiile mecanismelor în construcția de mașini agricole

Ing. Eugen **COSTANTINESCU** – ICPMA – București

1. Problema deplasării fusului în cuzinet

În cadrul studiilor efectuate pînă în prezent asupra fenomenelor de frecare din articulaţiile şi lagărele cu alunecare, domeniul frecării mixte caracteristic vitezelor relative mici dintre fus şi cuzinet constituie un obiectiv de cercetare al cărui stadiu se află în prezent încă departe de concluziile finale. Necesitatea cercetării acestui domeniu rezultă din faptul că fenomenele de uzare se produc în perioadele în care frecarea este mixtă, respectiv cînd viteza relativă de alunecare este apropiată de zero. Astfel de situaţii apar la orice lagăr în momentul opririi sau începerii mişcării de rotaţie a fusului în cuzinet. În afară de acestea, sînt construcţii mecanice la care frecarea mixtă apare în regim normal de exploatare, periodic sau continuu, ca de exemplu : frecarea dintre bucşa din piciorul bielei şi bolţul pistonului la compresoare sau motoare, frecarea dintre fusurile crucilor şi bucşele respective din articulaţiile cardanice cu cuple de alunecare şi în general în lagărele sau articulaţiile mecanismelor a căror elemente au mişcare relativă foarte lentă sau oscilantă. Aceste condiţii de funcţionare se întîlnesc frecvent în special în construcţia maşinilor agricole. Uzarea într-un anumit punct al suprafeţei fusului sau cuzinetului depinde printre altele de presiunea în locul considerat, de viteza relativă de alunecare şi de coeficientul de frecare. Aceşti factori sînt determinaţi de reacţia din lagăr şi de cinematica deplasării fusului în cuzinet, respectiv a deplasării contactului pe suprafeţele cuzinetului şi a fusului.

O primă etapă necesară în studiul uzurii articulaţiilor şi a lagărelor cu alunecare în regim de frecare mixtă şi în special în cazul în care fusul are o mișcare oscilantă, este studierea deplasării zonei de contact pe suprafața fusului și pe suprafața cuzinetului. Deplasarea zonei de contact se produce ca urmare a mișcării de rotație a fusului față de cuzinet, a variației forței de frecare dintre suprafețele în contact, precum și datorită schimbării direcției reacției în lagăr. Această problemă nu a fost analizată în detaliu pînă în prezent. În cele ce urmează se studiază problema contactului dintre fus și cuzinet într-o primă ipoteză simplificatoare și anume, că cele două corpuri sînt rigide, iar contactul se realizează după o linie teoretică, paralelă cu axele fusului și cuzinetului (considerate și ele paralele). De asemenea, se presupune că repartiția presiunii liniare pe linia de contact este uniformă, astfel încît studiul se poate face într-un plan perpendicular pe axa cuzinetului. Cu aceste ipoteze, în lucrare se stabilește metoda și se determină relațiile de calcul privind determinarea deplasării fusului în cuzinet în articulațiile cu alunecare ale mecanismelor pentru cazul general de variație și mărimii reacției, precum și pentru cazul general al variației unghiului de rotire relativă a fusului în cuzinet. De asemenea, se stabilește o metodă de determinare aproximativă a repartiției intensității de uzare pe suprafețele fusului și cuzinetului, în zonele în care deplasarea contactului se realizează prin alunecare în condițiile frecării mixte. Într-o lucrare ulterioară (partea a doua a acestei lucrări) se vor expune aplicațiile practice ale metodei stabilite pentru analiza deplasării contactului pe suprafețele fusului și cuzinetului în regimul de frecare mixtă și pentru determinarea aproximativă a repartiției intensității de uzare pe suprafețele celor două corpuri, în cîteva cazuri concrete.

2. Relații generale de calcul

Pentru stabilirea relațiilor generale de calcul se consideră că la un moment dat fusul față de cuzinet are poziția relativă arătată în figura 1, care reprezintă o proiecție pe un plan perpendicular pe axa cuzinetului. În această figură sînt notate următoarele elemente (indicele a se referă la suprafața cuzinetului — fig. 1a, iar indicele b la supafața fusului — fig. 1b) :

O_a — proiecția axei cuzinetului ;
O_b — proiecția axei fusului ;
C — proiecția liniei teoretice de contact (în momentul t), pe care în continuare o vom numi „contactul" ;
A și B — proiecțiile liniilor de pe suprafața cuzinetului, respectiv de pe suprafața fusului, care au fost în contact (teoretic) la un moment inițial t_0 (în raport cu aceste linii se definește poziția contactului pe cele două suprafețe) ;
P — reacția dintre fus și cuzinet, care s-ar produce în lipsa frecării ;
F — forța de frecare ;
N — reacția dintre fus și cuzinet în prezența forței de frecare ;
ν — unghiul dintre N și P ;
φ — unghiul cu care s-a rotit în perioada dintre t_0 și t fusul în cuzinet (φ_a), respectiv cuzinetul pe fus (φ_b) ;
γ — unghiul care determină direcția forței P la momentul t, față de direcția razei O_bB ;
α — unghiul la centru al arcului AO ;
β — unghiul la centru al arcului BC.

Se notează jocul relativ din lagăr prin ψS :

$$\psi = \frac{R - r}{r} \tag{1}$$

în care R este raza cuzinetului și r raza fusului.

Se stabilește convenția că sensul pozitiv de măsurare a unghiurilor și a arcelor este sensul trigonometric, precum și că sensul unghiului de frecare ν este același cu sensul în care trebuie rotită direcția vectorului N, pentru a se suprapune direcției vectorului P (ca în fig. 1).

La relațiile ce urmează mărimile care au semne diferite pentru fus și pentru cuzinet se vor nota cu ambele semne suprapuse, respectînd regula următoare : **semnul de sus este valabil pentru cuzinet** (fig. 1a), **iar semnul de jos pentru fus** (fig. 1b).

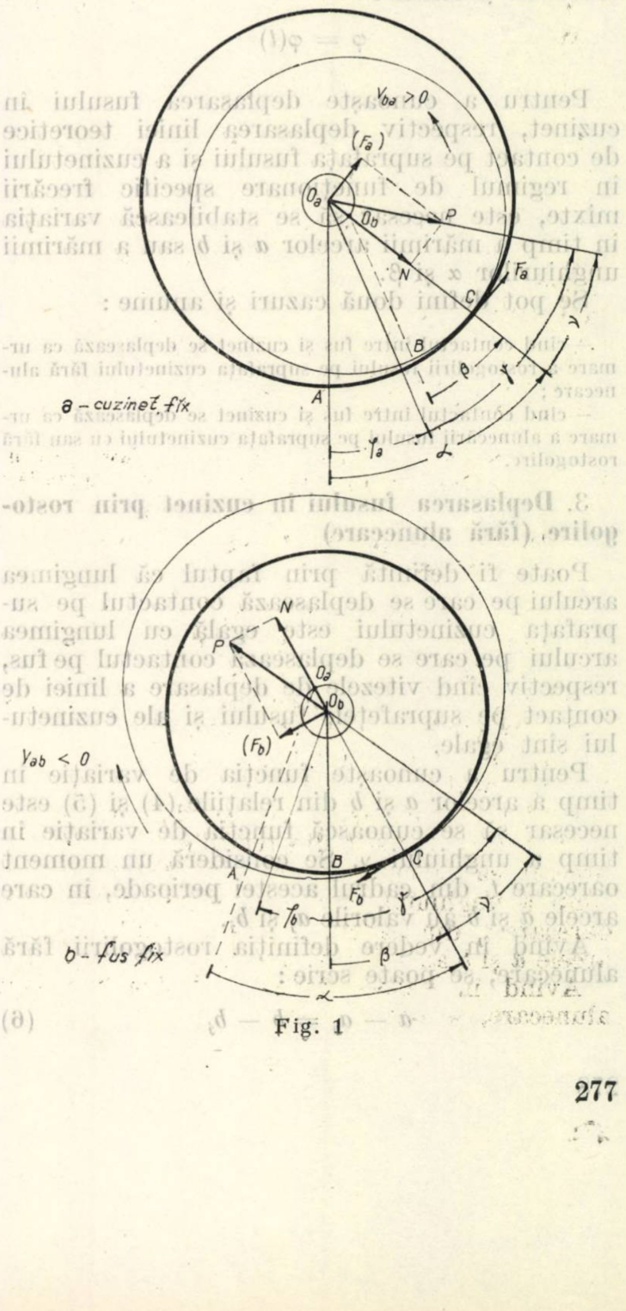


Fig. 1

Din figura 1 se pot deduce următoarele relaţii geometrice :

$$\alpha = \pm \varphi + \beta = \pm \varphi + \gamma - \nu \qquad (2)$$

$$\beta = \alpha \pm \varphi = \gamma - \nu \qquad (3)$$

Se notează cu *a* arcul de cerc *AC* de pe suprafaţa cuzinetului şi cu *b* arcul de cerc *BC* de pe suprafaţa fusului.

Ţinînd seama de relaţia (1) se obţine :

$$a = R\alpha = r(1 + \psi)(\pm \varphi + \gamma - \nu) \qquad (4)$$

$$b = r\beta = r(\gamma - \nu) \qquad (5)$$

Se consideră cazul general în care forţa *P* este variabilă în timp ca valoare şi ca direcţie, funcţiile de timp respective fiind cunoscute din calculul cinetostatic al mecanismului, deci :

$$P = P(t)\,; \quad \gamma = \gamma(t)$$

De asemenea, se consideră cunoscută din calculul cinematic al mecanismului funcţia de variaţie în timp a unghiului de rotire relativă între fus şi cuzinet :

$$\varphi = \varphi(t)$$

Pentru a cunoaşte deplasarea fusului în cuzinet, respectiv deplasarea liniei teoretice de contact pe suprafaţa fusului şi a cuzinetului în regimul de funcţionare specific frecării mixte, este necesar să se stabilească variaţia în timp a mărimii arcelor *a* şi *b* sau a mărimii unghiurilor α şi β.

Se pot defini două cazuri şi anume :

— cînd contactul între fus şi cuzinet se deplasează ca urmare a rostogolirii fusului pe suprafaţa cuzinetului fără alunecare ;

— cînd contactul între fus şi cuzinet se deplasează ca urmare a alunecării fusului pe suprafaţa cuzinetului cu sau fără rostogolire.

3. Deplasarea fusului în cuzinet prin rostogolire (fără alunecare)

Poate fi definită prin faptul că lungimea arcului pe care se deplasează contactul pe suprafaţa cuzinetului este egală cu lungimea arcului pe care se deplasează contactul pe fus, respectiv cînd vitezele de deplasare a liniei de contact pe suprafeţele fusului şi ale cuzinetului sînt egale.

Pentru a cunoaşte funcţia de variaţie în timp a arcelor *a* şi *b* din relaţiile (4) şi (5) este necesar să se cunoască funcţia de variaţie în timp a unghiului ν. Se consideră un moment oarecare t_j din cadrul acestei perioade, în care arcele *a* şi *b* au valorile a_j şi b_j.

Avînd în vedere definiţia rostogolirii fără alunecare, se poate scrie :

$$a - a_j = b - b_j \qquad (6)$$

sau ţinînd seama de (4) şi (5), se ajunge la următoarea relaţie (după o serie de transformări algebrice) :

$$\nu = -\frac{1}{r\psi}(a_j - b_j) \pm \frac{1 + \psi}{\psi}\varphi + \gamma \qquad (7)$$

care reprezintă funcţia de variaţie în timp a unghiului ν.

Înlocuind în (4) şi (5) se obţine :

$$a = r(1 + \psi)\,\alpha = (1 + \psi)\left(\frac{a_j - b_j}{r\psi} \pm \frac{1}{\psi}\varphi\right) \qquad (8)$$

$$b = r\beta = r\left(\frac{a_j - b_j}{r\psi} \pm \frac{1 + \psi}{\psi}\varphi\right) \qquad (9)$$

Aceste relaţii reprezintă funcţiile de variaţie în timp ale arcelor *a* şi *b* în perioada în care fusul se rostogoleşte fără alunecare în cuzinet. Ele satisfac condiţia din (6), ceea ce se verifică făcînd înlocuirile respective. Se constată că :

$$a - a_j = b - b_j = \frac{a_i}{\psi} - \frac{1 + \psi}{\psi} b_j \mp r\,\frac{1 + \psi}{\psi}\varphi \qquad (10)$$

Din cele de mai sus rezultă că în perioada de rostogolire fără alunecare arcele *a* şi *b* depind numai de variaţia unghiului φ, ceea ce rezultă şi în mod logic.

Din relaţia (6) se deduce egalitatea :

$$a - b = a_j - b_j \qquad (11)$$

ceea ce înseamnă că diferenţa între arcele *a* şi *b* este constantă în orice moment din perioada de rostogolire fără alunecare şi deci momentul t_j pentru care s-au considerat valorile a_j şi b_j în relaţiile de mai sus poate fi ales oricare din cadrul acestei perioade, inclusiv momentul în care începe sau momentul în care se termină perioada de rostogolire.

Limitele perioadei de rostogolire fără alunecare sînt determinate de faptul că unghiul ν are o valoare limită, dată de relaţia :

$$|\nu_0| = \operatorname{arctg} \mu_0 \qquad (12)$$

în care :

μ_0 este coeficientul de frecare static ;
ν_0 — unghiul de frecare static.

Valoarea coeficientului de frecare static este diferită la trecerea din starea de repaus în starea de mişcare (pornire) μ_{0P}, faţă de valoarea coeficientului de frecare static la trecerea din starea de mişcare în starea de repaus (oprire) μ_{00} (3), şi anume, μ_{0P} este mai mare decît μ_{00}. În continuare se vor nota cu indicele 0(zero)-oprire valorile parametrilor în perioada de oprire (caracterizată prin acceleraţia unghiulară de semn contrar față de viteza unghiulară) și cu indicele p-pornire valorile parametrilor în perioada de pornire (caracterizată prin accelerația unghiulară de același semn cu viteza unghiulară). Astfel, se poate scrie că relația (7) este valabilă numai în perioadele de timp în care sînt satisfăcute inegalitățile :

$$\nu_{0P} \leqslant \nu \leqslant \nu_{00}$$

sau (13)

$$\nu_{00} \leqslant \nu \leqslant \nu_{0P}$$

Primul șir de inegalități este valabil pentru cazurile în care $\frac{d\nu}{dt} < 0$, iar al doilea șir pentru $\frac{d\nu}{dt} > 0$.

Din aceste inegalități se pot determina valorile limită t_r ale variabilei t, care reprezintă momentele de trecere de la un caz la celălalt caz de deplasare a contactului (rostogolire la alunecare sau invers). Pentru rezolvarea inecuațiilor (13) este necesar să se cunoască, așa cum rezultă din (7), mărimea constantă $a_j - b_j$ care se deduce din (4) și (5) :

$$a_j - b_j = r\left[\pm (1 + \psi)\,\varphi_j + \psi\,(\gamma_j - \nu_j)\right] \quad (14)$$

Pentru calcularea acestei valori trebuie să se aleagă momentul t_j din cadrul perioadei de rostogolire, în care se poate stabili valoarea lui ν_j (valorile lui φ și γ în funcție de timp fiind cunoscute).

Dacă se alege momentul t_{j0} în care $\nu = 0$, relația (14) devine :

$$a_j - b_j = a_{j0} - b_{j0} = r\left[\pm (1 + \psi)\,\varphi_{j0} + \gamma_{j0}\right] \quad (15)$$

Valoarea $a_j - b_j$ din (14) sau (15) introdusă în (7), (8) și (9) conduce la stabilirea funcțiilor ν, a și b, care definesc deplasarea fusului în cuzinet în perioada de rostogolire fără alunecare. De asemenea, înlocuind pe ν obținut din (7) în (13), se determină sistemul de inecuații ale cărui rădăcini reprezintă momentele t_r în care începe, respectiv se sfîrșește, perioada de rostogolire fără alunecare.

Cunoscînd variația lui φ și γ în funcție de timp și calculînd valoarea acestor funcții pentru momentele t_r, se pot determina din (7), (4) și (5) mărimile arcurilor a_r și b_r sau mărimile unghiurilor α_r și β_r pentru limitele perioadei de rostogolire. În acest fel se pot stabili zonele de pe suprafețele fusului și cuzinetului pe care deplasarea contactului se face prin rostogolire.

Derivînd relația (10) în raport cu timpul se obține viteza de deplasare a contactului

$$v_c = \frac{da}{dt} = \frac{db}{dt} = \pm\, r\,\frac{1 + \psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} \quad (16)$$

Avînd în vedere că $\frac{d\varphi}{dt}$ reprezintă viteza unghiulară a mișcării de rotație relativă dintre fus și cuzinet și că semnul minus (—) se referă la delpasarea fusului față de cuzinet (conform fig. 1a), iar semnul plus (+) la deplasarea cuzinetului față de fus (conform fig. 1b), se poate deduce următoarea regulă valabilă în perioada considerată : **„în timpul rostogolirii fără alunecare contactul se deplasează pe suprafețele fusului și cuzinetului fusului în sens contrar față de sensul vitezei relative de rotație a fusului față de cuzinet, respectiv în același sens cu sensul vitezei relative de rotație a cuzinetului față de fus”.**

Această regulă este confirmată de experiența practică :

Derivînd pe (7) în raport cu timpul se obține :

$$\frac{d\nu}{dt} = \pm\,\frac{1 + \psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} + \frac{d\gamma}{dt} \quad (17)$$

Această relație conduce la concluzia că variația în timp a unghiului ν este determinată de viteza unghiulară de rotație a fusului în cuzinet $\frac{d\varphi}{dt}$ și de variația în timp a poziției reacției P față de cuzinet $\frac{d\gamma}{dt}$. Sensul variației în timp a unghiului ν $\frac{d\nu}{dt}$ este același cu sensul variației în timp a poziției reacției P față de cuzinet $\frac{d\gamma}{dt}$ și cu sensul vitezei relative de rotație a fusului față de cuzinet $+\frac{d\varphi_a}{dt}$ $\Big($respectiv de sens contrar față de viteza relativă de rotație a cuzinetului față de fus $-\frac{d\varphi_b}{dt}\Big)$.

Coeficientul $\frac{1 + \psi}{\psi}$ care are o valoare mare face ca unghiul de frecare ν să crească repede chiar la valori mici ale vitezei unghiulare $\frac{d\varphi}{dt}$.

4. Deplasarea fusului în cuzinet prin alunecare (fără sau cu rostogolire)

Poate fi definită prin faptul că lungimea arcului pe care se deplasează contactul pe suprafața cuzinetului este diferită de lungimea arcului pe care se deplasează contactul pe suprafața fusului. În acest caz se poate scrie :

$$\Delta a \neq \Delta b \text{ respectiv } \frac{da}{dt} \neq \frac{db}{dt} \quad (18)$$

deci vitezele de deplasare a contactului pe suprafețele fusului și cuzinetului sînt diferite. Rezolvarea problemei în cazul deplasării fusului în cuzinet prin alunecare este mai dificilă decît în cazul deplasării prin rostogolire. La viteze relativ mici poate apărea fenomenul mișcării sacadate (stick-slip), de care într-o aproximație nu se va ține seama.

Datorită alunecării, unghiul ν este egal cu unghiul limită de frecare ν_f dat de relația :

$$|\nu_f| = \operatorname{arc\,tg} \mu \qquad (19)$$

în care μ este coeficientul de frecare.

Se știe că în condițiile de viteză relativă foarte redusă coeficientul de frecare variază în funcție de mărimea vitezei de alunecare. Se cunosc o serie de lucrări de cercetare care au stabilit modul de variație a coeficientului de frecare în funcție de viteză în cazul lagărelor radiale cu alunecare, deci curbele reprezentative ale acestei variații au un caracter general [1]. Aceste curbe denumite **curbele lui Stribeck**, după numele celui ce a efectuat studii experimentale sistematice în această direcție, sînt exemplificate în figura 2.

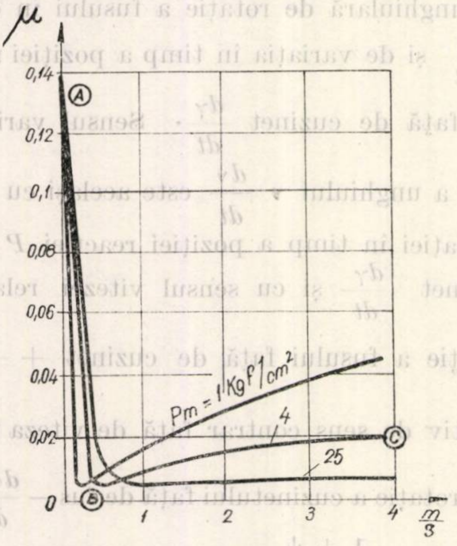


Fig. 2

În curbele lui Stribeck se disting trei regimuri diferite ale proceselor de frecare, și anume :

— regimul de frecare mixtă în care coeficientul de frecare scade rapid cu creșterea vitezei ;

— regimul de frecare onctuos, în care contactul suprafețelor este la limita asperităților prin intermediul stratului aderent de lubrifiant, iar coeficientul de frecare are valoarea minimă ;

— regimul de frecare hidrodinamică în care suprafețele fusului și cuzinetului nu mai sînt în contact direct, iar coeficientul de frecare crește cu creșterea vitezei conform legilor ungerii hidrodinamice.

Se constată de asemenea că valoarea minimă a coeficientului de frecare, respectiv regimul de frecare onctuos, se obține la viteze cu atît mai mari cu cît presiunile medii sînt mai mari. Procesele de uzare ale fusului și cuzinetului se produc numai în regimul de frecare mixtă, deci numai la viteze relativ reduse — apropiate de zero — la care coeficientul de frecare are variații importante la creșteri mici ale vitezei relative.

Din curbele lui Stribeck rezultă că pentru anumite condiții determinate în ceea ce privește materialele, suprafețele și lubrifiantul, coeficientul de frecare depinde de doi parametri și anume :

— de v — viteza relativă de alunecare

— de p — presiunea medie dintre fus și cuzinet sau respectiv

— de P — reacția dintre fus și cuzinet.

Astfel, se poate scrie :

$$\mu = \mu((v)P) \text{ sau } \operatorname{tg} \nu_f = \operatorname{tg}\,[\nu_f\,(vP)] \qquad (20)$$

Variația în timp a reacției P este cunoscută din calculul cinetostatic al mecanismului. Viteza relativă de alunecare dintre suprafețele în contact în cazul considerat poate fi definită fie ca viteza relativă de alunecare a fusului față de cuzinet (ν_{ba}), fie ca viteza relativă de alunecare a cuzinetului față de fus (ν_{ab}). Analizînd figura 1 rezultă că se poate scrie :

$$v_{ba} = \frac{da}{dt} - \frac{db}{dt} = \frac{d\,(a-b)}{dt} = -vab \qquad (21)$$

Din (4) și (5) se obține

$$a - b = r\,[\pm\,(1+\psi)\,\varphi + \psi\gamma - \psi\nu_f] \qquad (22)$$

În derivarea acesteia trebuie să se țină seama de faptul că la oprire viteza relativă fiind în scădere ν_f crește în valoare absolută, deci $\frac{d\nu_f}{dt}$ este de același semn cu ν_f. La pornire viteza relativă este în creștere și deci ν_f scade în valoare absolută, ceea ce înseamnă că $\frac{d\nu_f}{dt}$ va fi de semn contrar față de ν_f. Deci relațiile vor fi diferite în cazul opririi față de pornire. Identificarea celor două cazuri se va face, așa cum s-a arătat mai înainte, prin indicii 0(zero) pentru oprire și p pentru pornire.

Ținînd seama de observațiile de mai sus și avînd în vedere că ν_f este de același semn cu v_{ba}, așa cum se constată în figura 1, rezultă din (21) și (22) că se poate scrie :

$$v_{ba0} = r\left[\pm\,(1+\psi)\frac{d\varphi}{dt} + \psi\frac{d\gamma}{dt} - \psi\frac{d\nu_f}{dt}\right] \qquad (23)$$

$$v_{bap} = r\left[\pm\,(1+\psi)\frac{d\varphi}{dt} + \psi\frac{d\gamma}{dt} + \psi\frac{d\nu_f}{dt}\right] \qquad (24)$$

Introducînd în funcția reprezentativă a curbelor lui Stribeck (20) pe v_{ba} din (23) sau (24) și expresia cunoscută a lui P în funcție de timp, se obține o ecuație diferențială în care funcția necunoscută este ν_f, iar variabila independentă t (timpul). Rezolvarea acestei ecuații diferențiale conduce la stabilirea variației în timp a unghiului de frecare ν_f, ceea ce împreună cu relațiile (2), (3), (4) și (5) permite determinarea deplasării fusului în cuzinet, respectiv determinarea deplasării contactului în perioada în care aceasta se produce prin alunecare. Trebuie remarcat faptul că dacă din această analiză rezultă că a sau b sînt constante, atunci deplasarea fusului se face prin alunecare pură (fără rostogolire), iar dacă nici a nici b nu sînt constante, că alunecarea este însoțită de rostogolire. În acest caz alunecarea este determinată de diferența dintre $\frac{da}{dt}$ și $\frac{db}{dt}$, iar rostogolirea de unul din cei doi termeni, și anume de cel mai mic (în valoare absolută). Analiza făcută mai sus asupra deplasării fusului în cuzinet permite de asemenea și stabilirea unei imagini simplificate a repartiției uzurilor pe suprafețele fusului și ale cuzinetului. Astfel, considerînd că factorii care determină intensitatea de uzare rămîn constanți, cu excepția reacției P, a coeficientului de frecare μ și a vitezei relative de alunecare, se poate aproxima că variația intensității de uzare i_u va fi proporțională cu produsul acestor trei factori:

$$i_u = k \cdot P \cdot \nu_f \cdot v_{ba} \tag{25}$$

Această ipoteză conduce la concluzia că în timpul rostogolirii pure a fusului în cuzinet nu se produc uzuri, ceea ce poate fi acceptat avînd în vedere că uzarea la rostogolire este neglijabilă față de uzarea produsă prin alunecare. Cunoscînd pe i_u în funcție de timp, din (25) se poate determina valoarea sa maximă precum și momentul t_u în care se produce intensitatea maximă de uzare.

Cunoscînd pe t_u, rezultă că se pot cunoaște și coordonatele a_u și b_u ale liniilor de pe suprafața fusului și de pe suprafața cuzinetului pe care se produce intensitatea maximă de uzare i_{max}. De asemenea, din expresia lui i_u în funcție de timp și din relațiile care definesc deplasarea contactului în timp, se poate deduce repartiția uzurilor pe cele două suprafețe.

Un alt element important în studiul deplasării fusului în cuzinet este stabilirea momentului t_h în care se produce trecerea la frecarea hidrodinamică. Acesta se poate determina din relația stabilită pentru unghiul ν_f, acceptînd că momentul t_h este momentul în care ν_f are valoarea minimă. Acest moment interesează în special prin aceea că reprezintă limita perioadei în care deplasarea fusului se produce prin alunecare, deci poziția contactului în acest moment pe suprafețele fusului și cuzinetului reprezintă limita zonei în care apare uzura.

O dificultate în concretizarea studiului de mai sus o constituie stabilirea funcției reprezentative a curbelor lui Stribeck.

5. Stabilirea relațiilor de calcul în cazul unei aproximări a funcției reprezentative a curbelor lui Stribeck

Analizînd curbele lui Stribeck (fig. 2) se constată că la valori mici ale vitezei în domeniul frecării mixte variația coeficientului de frecare este aproximativ liniară pentru presiuni medii constante și ea se abate de la liniaritate în apropierea zonei de frecare onctuoasă, unde valoarea coeficientului de frecare este minimă. Se consideră că pentru studiul uzurii este acceptabilă aproximarea curbelor lui Stribeck în domeniul frecării mixte, cu o variație liniară a lui μ în funcție de v, deoarece în zona de neliniaritate a variației coeficientului de frecare acesta avînd valoare apropiată de zero, intensitatea uzării este redusă în comparație cu intensitatea uzării în restul zonei de frecare mixtă.

Cu această aproximație funcția reprezentativă a curbelor lui Stribeck în zona de frecare mixtă, pentru presiune constantă, devine:

$$\mu_0 - \mu = K_1 |v| \tag{26}$$

în care K_1 depinde de presiune. Dacă se ține seama de modul de distribuție a curbelor lui Stribeck pentru diverse valori ale presiunii (fig. 2) se poate face următoarea completare a relației (26):

$$\mu_0 - \mu = K_2 \frac{v}{p^\varepsilon} \tag{27}$$

în care p este presiunea medie din lagăr. Valorile coeficientului K_2 și exponentului ε se pot calcula dacă se cunosc valorile coeficientului de frecare μ pentru două valori diferite ale presiunii și vitezei din domeniul variației liniare a curbelor lui Stribeck. Pentru a exprima variația coeficientului de frecare în funcție de reacția P se ține seama de definiția presiunii medii $\left(P = \frac{P}{d_l}\right.$ în care d este diametrul fusului și l este lungimea fusului) și se scrie:

$$\mu_0 - \mu = K_3 \left| \frac{v}{P^\varepsilon} \right| \tag{28}$$

Între coeficienții K_1, K_2 și K_3 din relațiile de mai sus există următoarele legături:

$$K_1 = \frac{K_2}{P^\varepsilon} = \frac{K_3}{P^\varepsilon}$$

$$K_3 = K_2 (dxl)^\varepsilon \tag{29}$$

Ținînd seama de (19) și avînd în vedere că unghiul de frecare are același sens cu viteza relativă de alunecare a fusului față de cuzinet (v_{ba}), relația (28) se poate scrie sub forma:

$$\operatorname{tg}(\sigma\nu_0) - \operatorname{tg}\nu_f = K_3\frac{v_{ba}}{P^\varepsilon} \tag{30}$$

în care $\sigma = +1$ pentru valori pozitive ale vitezei relative v_{ba} și respectiv $\sigma = -1$ pentru valori negative ale vitezei v_{ba}.

Înlocuind pe v_{ba} cu (23) sau (24) se obțin relațiile:

pentru oprire:

$$\operatorname{tg}(\sigma\nu_{00}) - \operatorname{tg}\nu_f = \frac{K_3 + \psi}{P^\varepsilon}\left[\pm\frac{1+\psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} + \right.$$
$$\left. + \frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\nu_f}{dt}\right] \tag{31}$$

pentru pornire:

$$\operatorname{tg}(\sigma\nu_{0P}) - \operatorname{tg}\nu_f = \frac{K_3 r\psi}{P^\varepsilon}\left[\pm\frac{1+\psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} + \right.$$
$$\left. + \frac{d\gamma}{dt} + \frac{d\nu_f}{dt}\right] \tag{32}$$

Relațiile (31) și (32) reprezintă ecuații diferențiale de forma:

$$\frac{d\nu_f}{dt} + A\operatorname{tg}\nu_f + B = 0 \tag{33}$$

Această ecuație diferențială se poate simplifica dacă se face înlocuirea:

$$\operatorname{tg}\nu_f \approx \nu_f \tag{34}$$

Se consideră că înlocuirea poate fi admisă, avînd în vedere că în condițiile din lagăre valoarea lui ν_f este suficient de redusă pentru a permite utilizarea relației (34), fără a influența sensibil asupra concluziilor privind uzura.

Pentru a ridica nedeterminarea din (30) datorită lui σ și avînd în vedere că ν_f este de același semn cu v_{ba} și cu σ, se face înlocuirea:

$$z = \sigma\nu_0 - \nu_f \text{ sau } \nu_f = \sigma\nu_0 - z \tag{35}$$

Deoarece $|\nu_0| > |\nu_f|$, rezultă că și Z va fi de același semn cu ν_f, σ și v_{ba}.

Cu această înlocuire relațiile (31) și (32) devin ecuații diferențiale de ordinul unu, de forma:

$$\frac{dz}{dt} + Az + B = 0 \tag{36}$$

în care A și B sînt următoarele funcții:

pentru oprire

$$A_0 = -\frac{P^\varepsilon}{K_3 r\psi} \tag{37}$$

$$B_0 = \pm\frac{1+\psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \tag{38}$$

pentru pornire

$$A_P = +\frac{P^\varepsilon}{K_3 r\psi} \tag{39}$$

$$B_P = \pm\frac{1+\psi}{\psi}\cdot\frac{d\varphi}{dt} - \frac{d\gamma}{dt} \tag{40}$$

Pentru cazurile în care P este constant sau are variații mici în jurul unei valori nominale, A_0 și A_P pot fi scrise sub forma:

$$A_0 = -\frac{1}{K_1 r\psi} \tag{41}$$

$$A_P = +\frac{1}{K_1 r\psi} \tag{42}$$

Soluția generală a ecuației diferențiale liniare de ordinul unu (36) este:

$$z = e^{-\int A dt}\left[C - \int Be^{\int A dt}\cdot dt\right] \tag{43}$$

Avînd în vedere că $\nu_f = \sigma\nu_0$ pentru $t = t_r$, deci că în acest moment $Z = 0$ conform relației (35), valoarea constantei de integrare C din (43) rezultă:

$$C = \lim_{t+tr}\left[\int_{tr}^{t} Be^{\int A dt}\cdot dt\right] \tag{44}$$

Înlocuind constanta în (43) se obține soluția ecuației (36) pentru cazul considerat și anume:

$$z = -e^{-\int A dt}\int Be^{\int A dt}\cdot dt \tag{45}$$

Valabilitatea acestei soluții este numai în domeniul frecării mixte, adică pentru valorile lui Z cuprinse între:

$$0 \leqslant |z| \leqslant |\sigma\nu_0| \tag{46}$$

ceea ce corespunde, conform relației (35), la:

$$0 \leqslant |\nu_f| \leqslant |\sigma\nu_0| \tag{47}$$

Limita $z = 0$ corespunde următoarelor valori ale unghiului de frecare ν_f:

— *pentru oprire*: $\nu_f = \sigma\nu_{00}$

— *pentru pornire* : $\nu_f = \sigma \nu_{P0}$

Aceste limite corespund momentului t_r de trecere de la deplasarea fusului prin alunecare la deplasarea prin rostogolire în cazul opririi, iar în cazul pornirii corespund momentului de trecere de la deplasarea prin rostogolire la deplasarea prin alunecare.

Limita $z = \sigma\nu_0$ respectiv $\nu_f = 0$ corespunde unui moment teoretic t_h în care unghiul de frecare devine zero, ceea ce în aproximația liniară a curbelor lui Stribeck se găsește la intersecția acestora cu axa absciselor din figura 2. Acest moment t_h poate fi considerat ca moment teoretic de trecere de la regimul de deplasare a fusului cu frecare mixtă la regimul hidrodinamic sau invers.

Cunoscînd pe Z în funcție de t din (45) și în continuare pe ν_f din (35), apoi înlocuindu-le în (2) și (3) sau (4) și (5), rezultă că se poate în cadrul aproximației făcute să se determine deplasarea contactului pe suprafețele fusului și cuzinetului, respectiv deplasarea fusului în cuzinet în regimul de frecare mixtă.

Din (30) rezultă că se poate calcula viteza relativă v_{ba} dacă se cunoaște funcția ν_f. Astfel, cu simplificarea făcută în (34) și ținînd seama de (35), se poate scrie :

$$v_{ba} = \frac{P^{\varepsilon}}{K_3} z \qquad (48)$$

sau în cazul că P este constant :

$$v_{ba} = \frac{z}{K_1} \qquad (49)$$

Cunoscînd pe v_{ba} și ν_f se poate calcula conform relației (25) intensitatea de uzare :

$$i_u = \left[K \frac{P^{\varepsilon}}{K_3} z(\sigma\nu_0 - z) \right] \qquad (50)$$

care în cazul că P este constant devine :

$$i_u = \left[K \frac{z}{K_1} (\sigma\nu_0 - z) \right] \qquad (51)$$

Valoarea maximă a intensității de uzare i_{max} se produce în momentul t_u care anulează derivata funcției (50) sau (51). Pentru cazul $P =$ constant, momentul t_u este dat de valoarea lui t care satisface relația :

$$z = z_u = \frac{\sigma\nu_0}{2} \qquad (52)$$

iar intensitatea maximă de uzare pentru $P =$ constant este :

$$i_{max} = \left[K \frac{\sigma\nu_0}{2K_1} \left(\sigma\nu_0 - \frac{\sigma\nu_0}{2} \right) \right] = K \frac{\nu_0^2}{4K_1^2} \qquad (53)$$

Avînd valoarea lui t, se pot determina din relațiile cunoscute mărimile : ν_{fu}, φ_u, și γ_u corespunzătoare intensității maxime de uzare, deci se poate determina prin parametrii a_u și b_u sau α_u și β_u, locul de pe suprafața fusului și a cuzinetului în care valoarea intensității de uzare este maximă.

De asemenea, calculînd din relațiile stabilite valorile parametrilor a și b sau α și β, precum și ale intensității de uzare i_u din (50) sau (51) pentru diferite valori ale lui t din perioada deplasării prin alunecare, se poate determina distribuția uzurii pe suprafețele fusului și ale cuzinetului.

6. Concluzii

Deplasarea contactului pe suprafețele fusului și ale cuzinetului în regimul de frecare mixtă poate fi cunoscută dacă se cunosc funcțiile P și γ de variație în timp a mărimii și direcției reacției din lagăr, precum și funcția φ de rotire a fusului față de cuzinet. Această deplasare, pînă în momentul apariției regimului hidrodinamic, se produce în două etape :

1). rostogolire (fără alunecare) și

2). alunecare (fără sau cu rostogolire).

Relațiile stabilite sînt diferite pentru situația în care viteza relativă v_{ba} scade (oprire), față de situația în care viteza relativă crește (pornire). Cunoscînd din studiul cinetostatic al mecanismului funcțiile $\varphi(t)$, $\gamma(t)$ și $P(t)$, este necesar să se mai stabilească funcția $\nu(t)$, pentru a defini deplasarea fusului în cuzinet prin relațiile (2), (3), (4) și (5). În cele de mai sus s-a stabilit o metodă de determinare a variației unghiului ν în funcție de timp în perioada de rostogolire și în perioada de alunecare. Pentru etapa de deplasare prin rostogolire trebuie să se cunoască pentru un moment oarecare t valoarea diferenței $a_j - b_f$ din relația (4), pentru a putea calcula pe ν cu relația (7).

Pentru etapa de deplasare prin alunecare trebuie să se cunoască sau să se aproximeze funcția reprezentativă a curbelor lui Stribeck în zona de frecare mixtă. În cazul aproximării curbei lui Stribeck cu o dreaptă (variație liniară) în domeniul frecării mixte, ν_f se poate calcula prin rezolvarea ecuației diferențiale din (31) sau (32). Cu simplificarea făcută în (34) datorită valorilor reduse ale unghiului de frecare și introducînd noua variabilă z din (35), ecuația diferențială devine liniară, iar soluția ei este dată în (45). Astfel, se determină funcția $\nu_{f(t)}$ care împreună cu (2), (3), (4) și (5) determină deplasarea fusului în cuzinet prin alunecare (fără sau cu rostogolire). Cunoscînd pe $z_{(t)}$ se poate determina din (48) sau (49) viteza relativă a fusului față de cuzinet v_{ba}, care introdusă în (25) determină funcția $i_{(t)}$ (intensitatea de uzare) conform relațiilor (50) sau (51).

Funcţia $i_{(t)}$ împreună cu $a_{(t)}$ şi $b_{(t)}$ dă o imagine a repartiţiei uzurii pe suprafeţele fusului şi ale cuzinetului.

Această analiză foloseşte la elaborarea în continuare a studiului uzurilor articulaţiilor mecanismelor şi lagărelor de alunecare, în care urmează a se lua în considerare contactul elastic precum şi ceilalţi factori care influenţează intensitatea de uzare.

Summary

The paper makes an analysis of the movement of the contact of shaft and bearing surfaces, during rolling and sliding in mixed friction period, inside the joints of mechanisms or inside bearings. Actual calculus relations for moving elements are established for sliding, estimating a representative function of Stribeck's curves. A method of rough estimate of wearing distribution on shaft and bearing surfaces is established by adoption of an usual calculus relation for wear rate.

Résumé

On présente une analyse du déplacement du contact par roulement et glissage sur les surfaces de la cheville et des douilles lors du frottement mixte, dans les joints des mécanismes et dans les paliers. Aussi, pour le déplacement par glissage — par approximation d'une fonction représentative des courbes de Stribeck — on fait la détermination des relations concrètes de calcul des éléments du ledit déplacement, ensuite, en adoptant une relation usuelle de calcul de l'intensité de l'usure, on présente une méthode de détermination approximative de la répartition des usures sur les surfaces des chevilles et des coussinets.

BIBLIOGRAFIE

1. *Manea, Gh.* : Organe de maşini. Editura tehnică, 1970
2. *Vasilica, Gh., Biţă Olga* : Procese de lubrificaţie frecare şi uzură la suprafeţele metalice. Editura Academiei RSR, 1967.
3. *Pavelescu, D.* : Concepţii noi, calcul şi aplicaţii în frecarea şi uzarea solidelor deformabile. Editura Academiei RSR, 1971
4. *Rădăcină, N., Paxino, Gh.* : Materiale autolubrifiante, INID, 1972.
5. *Kragelscki,* I.V. Trenie i iznos, Editura ,,MAŞGIZ'', 1962.

Zusammenfassung

Die Arbeit analysiert die Bewegung des Schiebe- und Drehkontaktes auf die Zapfen- und Lageroberflächen bei Mischreibung in den Gelenkwerken, oder Lagern. Es werden genaue Rechenbeziehungen für Bewegungselemente und für die Abgleitbewegung bestimmt, berechnend eine charakteristische Funktion der Stribeck-Kurven. Durch die Verwendung einer üblichen Rechenbeziehung der Verschleisintensität, wird eine ungefähre Bestimmungsmethode der Verschleisverteilung auf den Lager- und Zapfenoberflächen angegeben.

Резюме

В данной работе проводится анализ применения контакта по поверхностям щейки и втулки качением или слкольжением в шарнирах механизмов или в подшипниках, в период смешанного трения. Для перемещения скольжением устанавливая приблизительную функцию кривых Стрибека определяются конкретные расчётные формулы для элементов перемещения и применением о обычной формулы расчёта интенсивности износа указывается метод приблизительного определения изношенных мест по поверхностям шейки и втулки.

CZ ; 631.36 ; 620.9

Consideraţii asupra eficienţei utilizării energiei la presarea paielor şi fînului

Prof. dr. ing. M. **SEGĂRCEANU**; asist. ing. T. **CĂSĂNDROIU**;
asist. ing. R. E. **CHIRIAC** — Institutul politehnic — catedra de maşini agricole — Bucureşti

Presarea paielor şi a fînului au devenit operaţii curente în procesul de recoltare, transport şi conservare a acestor produse, datorită avantajelor incontestabile pe care le prezintă faţă de metodele mai vechi. Aceste avantaje constau în reducerea volumului acestor produse de 10—15 ori, a consumului de muncă umană de circa zece ori [1], precum şi o conservare mai bună şi o reducere substanţială a pierderilor de substanţe nutritive. Printre dezavantajele presării pot fi relevate în primul rînd consumul mare de sîrmă sau sfoară pentru legarea baloturilor şi un consum relativ ridicat de energie. Pentru reducerea consumului de sîrmă sau sfoară, una din cele mai eficiente măsuri este mărirea densităţii baloturilor (a gradului de presare), legată însă de o creştere rapidă a consumului de energie.

O analiză amănunţită a procesului de lucru a preselor cu piston şi cameră longitudinală (cele mai răspîndite tipuri de prese utilizate în prezent) ne arată că o mare parte din energia transmisă de motorul tractorului mecanismului de presare se consumă pentru învingerea forţelor de frecare şi deplasarea balotului în camera de presare.

Această lucrare îşi propune studierea procesului de presare şi a consumului de energie pe diversele faze ale formării balotului şi găsirea unor soluţii de mărire a randamentului presei, respectiv de reducere a consumului de energie pentru învingerea forţelor de frecare la deplasarea porţiilor de material şi a balotului integral în camera de presare.

În cazul care se analizează (al preselor cu piston cu mişcare rectilinie alternativă şi cameră longitudinală) procesul de presare şi de formare a baloturilor este un proces discontinuu, în care mecanismul de presare efectuează presarea succesivă a porţiilor de material care formează un balot. Porția de material ce urmează a fi presată la o cursă a pistonului este introdusă în camera de presare cu ajutorul mecanismului de alimentare (care realizează și o precomprimare inițială a acesteia), în timpul retragerii pistonului după ce acesta a deschis fereastra de alimentare [2]. În cursa de presare pistonul ia contact cu materialul introdus, pe care-l deplasează către balotul în formare, fără modificarea sensibilă a densității sale. Modificarea densității are loc numai pe seama rezistențelor la deplasare a materialului, datorită frecării acestuia de pereții camerii de presare. În timpul deplasării porției are loc și un început de omogenizare a densității în toate punctele masei de material. Deplasarea propriu-zisă a porției de material de către piston se produce pînă cînd acesta ia contact cu fața liberă $A-A$ (fig. 1) a balotului în formare.

Prin continuarea deplasării pistonului are loc mai întîi desăvîrșirea procesului de omogenizare a densității porției de paie în toate punctele volumului închis de piston și fața liberă a balotului în formare, după care are loc procesul propriu-zis de presare, care determină creșterea densității porției de material.

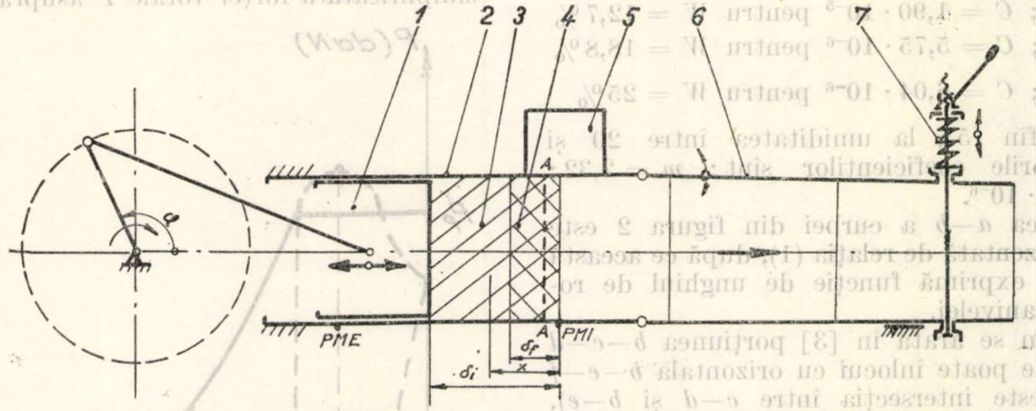


Fig. 1. Schema procesului de presare în presa cu piston cu mișcare rectilinie alternativă.

1 – piston; 2 – cameră de presare; 3 – porția de material înainte de presare; 4 – porția de material la sfîrșitul presării; 5 – aparatul de legare; 6 – peretele superior reglabil al canalului de evacuare al baloturilor; 7 – dispozitiv de reglare a densității baloturilor; PMI, PME – punctul mort interior, respectiv exterior al mecanismului bielă-manivelă de acționare a pistonului; δ_i, δ_f – grosimile inițială și finală a porției în timpul presării; x – grosimea porției la un moment dat în timpul presării.

Fața liberă $A-A$ a balotului în formare nu corespunde planului transversal ce trece prin punctul *PMI* (fig. 1) de sfîrșit de cursă de presare a pistonului, datorită proprietăților elastice ale materialului, acesta destinzîndu-se după retragerea pistonului, ceea ce face ca densitatea materialului presat să scadă sub valoarea reglată.

În procesul de presare propriu-zis al porției de material putem distinge trei faze și anume:

— faza de presare a porției de material pînă cînd densitatea acesteia devine egală cu aceea a porției de material presat anterior și destins după retragerea pistonului;

— faza de presare a porției de material destins din balotul în formare pînă cînd se atinge densitatea reglată;

— continuarea presării porției de material peste densitatea reglată, pînă la o valoare care se atinge în momentul corespunzător ajungerii la sfîrșitul camerei de presare a undei de comprimare care se propagă în baloturi, cînd acestea se pun în mișcare.

După ce baloturile din camera de presare au fost puse în mișcare porția de paie presate este deplasată de către piston pe restul cursei de presare, pînă la sfîrșitul acesteia. În timpul deplasării efective în canalul de presare densitatea porției scade sub valoarea reglată, deoarece rezistența la deplasare datorită forțelor de frecare se micșorează corespunzător diferenței între coeficienții de frecare static și dinamic. La retragerea pistonului, datorită proprietăților elastice o parte din materialul presat (cel din imediata vecinătate a contactului cu pistonul) se destinde, densitatea acesteia scăzînd și mai mult sub valoarea reglată. Procesul descris se repetă cu fiecare porție de material nou presată.

Cele expuse mai înainte pot fi urmărite pe curba de variație a presiunii reale asupra pistonului în funcție de unghiul de rotație al manivelei (fig. 2). Curba a fost ridicată experimental pentru porții de fîn cu greutatea de 4 daN și densitatea maximă în camera de presare de 270 daN/m³ [5]. Astfel, pe porțiunea $a-c$ a

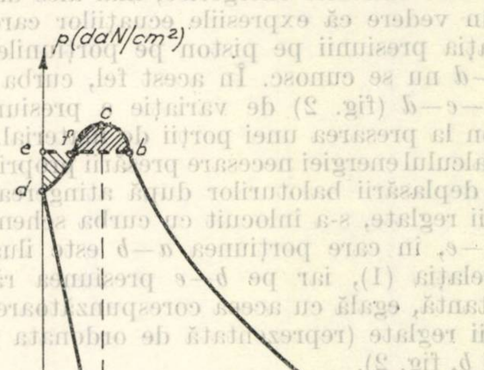


Fig. 2. Curba de variație a presiunii reale P asupra pistonului, în funcție de unghiul de rotație φ al manivelei.

curbei are loc procesul de presare propriu-zis, iar pe porțiunea $c-d$ deplasarea efectivă a porției de paie presate. Pe porțiunea $a-c$ se pot distinge :

— porțiunea $a-b$ care corespunde fazelor 1 și 2 ;

— porțiunea $b-c$ care corespunde fazei 3, unde punctul b reprezintă atingerea densității reglate a presării.

Pe cale experimentală s-a găsit că la presiunea totală * pe piston în timpul presării materialului într-o cameră de presare închisă, funcția de greutatea specifică a porției este de forma :

$$p = C \cdot \gamma^m \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (1)$$

unde :

γ este greutatea specifică a porției presate de material (daN/m^3) corespunzătoare presiunii p ;

C și m — coeficienți experimentali ce depind de natura materialului ce se presează, de umiditatea și de orientarea acestuia în porție în momentul presării.

În [4] se dau valorile coeficienților m și C pentru paie de grîu rezultate după treier, cu orientare arbitrară, la diferite umidități W(%) :

$m = 2{,}19$; $C = 1{,}90 \cdot 10^{-5}$ pentru $W = 12{,}7\,\%$

$m = 2{,}40$; $C = 5{,}75 \cdot 10^{-6}$ pentru $W = 18{,}8\,\%$

$m = 2{,}37$; $C = 6{,}04 \cdot 10^{-6}$ pentru $W = 25\,\%$

Pentru fîn [5], la umiditatea între 20 și 25 %, valorile coeficienților sînt : $m = 2{,}32$; $C = 1{,}00 \cdot 10^{-6}$.

Porțiunea $a-b$ a curbei din figura 2 este bine reprezentată de relația (1), după ce această relație se exprimă funcție de unghiul de rotație al manivelei.

Așa cum se arată în [3] porțiunea $b-c-d$ a curbei se poate înlocui cu orizontala $b-e-f$ (unde f este intersecția între $c-d$ și $b-e$), care ar reprezenta o presiune constantă asupra pistonului pe toată deplasarea porției presate. Această înlocuire poate fi acceptată din punct de vedere energetic, deoarece ariile hașurate de sub curbe, care sînt proporționale cu energiile consumate și primite de piston, față de nivelul de energie corespunzător lui $b-e-f$ sînt aproximativ egale, ceea ce în final simplifică mult calculele energetice, mai ales dacă se are în vedere că expresiile ecuațiilor care dau variația presiunii pe piston pe porțiunile $b-c$ și $c-d$ nu se cunosc. În acest fel, curba reală $a-b-c-d$ (fig. 2) de variație a presiunii pe piston la presarea unei porții de material, pentru calculul energiei necesare presării propriu-zise și al deplasării baloturilor după atingerea densității reglate, s-a înlocuit cu curba schematică $a-b-e$, în care porțiunea $a-b$ este ilustrată de relația (1), iar pe $b-e$ presiunea rămîne constantă, egală cu aceea corespunzătoare densității reglate (reprezentată de ordonata punctului b, fig. 2).

Trebuie să menționăm că la retragerea pistonului — datorită proprietăților elastice — o parte din materialul presat se destinde, exercitînd asupra pistonului o presiune ce variază după curba $d-g$ (fig. 2), ceea ce echivalează cu restituirea unei părți din lucrul mecanic consumat pentru presare. Deoarece la cursa următoare de presare în faza a doua materialul destins este readus la densitatea reglată, consumîndu-se astfel un lucru mecanic egal cu cel restituit la cursa anterioară, rezultă că acest transfer nu influențează valoarea lucrului mecanic total consumat într-o cursă de presare, această valoare fiind proporțională cu aria de sub curba simplificată $a-b-e$.

Avînd în vedere cele expuse, vom stabili expresiile de calcul pentru consumurile de energie corespunzătoare efectuării procesului de presare propriu-zis L_1, pînă la atingerea densității reglate și respectiv deplasării porției presate L_2 pînă la sfîrșitul cursei pistonului.

În figura 3 s-a reprezentat curba de variație simplificată a forței totale P asupra pistonului funcție de deplasarea x a acestuia în cursa de presare, considerată față de sfîrșitul acestei curse.

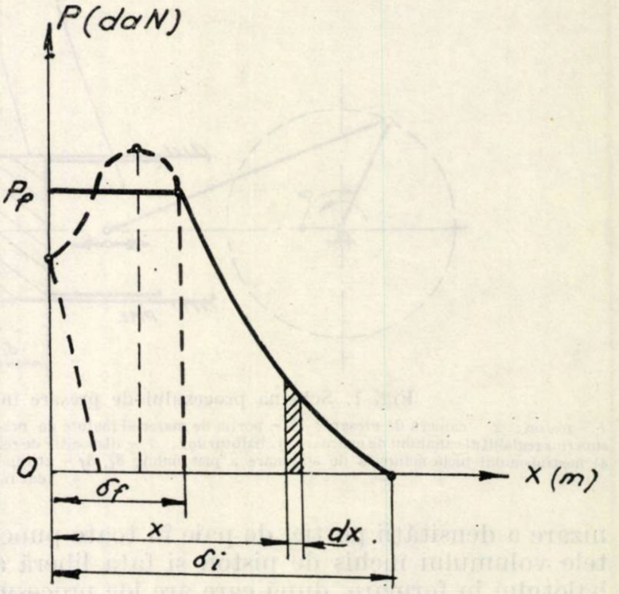


Fig. 3. Curba de variație (simplificată) a forței totale P asupra pistonului în funcție de deplasarea x a acestuia.

Expresiile analitice ale acestei forțe pe cele două domenii considerate sînt diferite :

— *pentru presarea efectivă a porției de material*

$$(\delta_f \leqslant x \leqslant \delta_i),$$

$$P = abp = abc\gamma^m \quad (2)$$

— *pentru deplasarea porției presate*

$$(0 \leqslant x \leqslant \leqslant \delta_f)$$

$$P = abc\,\gamma_f^m = P_f = \text{const.} \quad (3)$$

unde :

$$\gamma = \frac{G}{abx} \quad (4)$$

---

* La determinarea presiunii totale se are în vedere și învingerea forțelor de frecare a porției de paie pe pereții laterali ai camerei datorită împingerii laterale a materialului.

G este greutatea porției de material (daN);
a, b, — dimensiunile suprafeței frontale a pistonului (m)
x — grosimea porției în timpul presării (m);
δ_i, δ_f — grosimile — inițială și finală — a porției în timpul presării (m) și care se obțin din relația (4) pentru greutățile specifice, inițială γ_i și finală γ_f în (daN/m³).

$$c = 10^4\,C\ [\mathrm{daN/m^2}] \tag{5}$$

Lucrul mecanic elementar pentru presarea propriu-zisă este:

$$dL_1 = P\,dx \tag{6}$$

Ținînd seama de relațiile (2) și (4) rezultă:

$$dL_1 = \frac{c\,G^m}{(ab)^{m-1}}\cdot\frac{1}{x^m}\,dx \tag{7}$$

Prin integrarea relației (7) între limitele $x = \delta_f$ și $x = \delta_i$ după efectuarea calculelor se obține pentru lucrul mecanic L_1 corespunzător presării porției de material, expresia:

$$L_1 = \frac{cG^m}{(ab)^{m-1}}\cdot\frac{1}{m-1}\left(\frac{1}{\delta_f^{m-1}} - \frac{1}{\delta_i^{m-1}}\right) \tag{8}$$

care în funcție de greutățile specifice γ_i și γ_f ale porției de material capătă forma:

$$L_1 = \frac{c\,G}{m-1}\left(\gamma_f^{m-1} - \gamma_i^{m-1}\right) \tag{9}$$

Lucrul mecanic pentru deplasarea porției de material după presare L_2 este:

$$L_2 = P_f\cdot\delta_f = \frac{cG^m}{(ab)^{m-1}}\cdot\frac{1}{\delta_f^{m-1}} \tag{10}$$

care în funcție de γ_f (valoarea finală a greutății specifice a porției de material) are expresia:

$$L_2 = c\,G\,\gamma_f^{m-1} \tag{11}$$

Pentru a aprecia eficiența utilizării lucrului mecanic necesar mecanismului de presare la efectuarea presării și deplasării porției după presare, ținînd seama de relațiile (9) și (11), se consideră raportul:

$$\varepsilon = \frac{L_2}{L_1} = \frac{m-1}{1-\left(\dfrac{\gamma_i}{\gamma_f}\right)^{m-1}} \tag{12}$$

Reprezentînd grafic variația coeficientului ε în funcție de densitatea de presare γ_f (conform relației 12) pentru paie cu umiditatea de 12,7 % și fîn la 20—25 %, considerînd $\gamma_i = 50$ daN/m³, se obțin curbele din figura 4.

Din relația (12) (sau de pe curbele din fig. 4) se observă că valoarea raportului ε depinde de natura materialului și de umiditatea acestuia prin valoarea coeficientului m și de raportul γ_i/γ_f între densitatea inițială și finală a porției presate. Întrucît densitatea inițială în diferite condiții de lucru are valoarea $\gamma_i \simeq$ $\simeq 50$ daN/m³ [5], rezultă că pentru același material raportul ε depinde numai de densitatea finală γ_f, micșorîndu-se odată cu creșterea acesteia.

Avînd în vedere că atît pentru paie cît și pentru fîn $m > 2$, din relația (12) se vede că

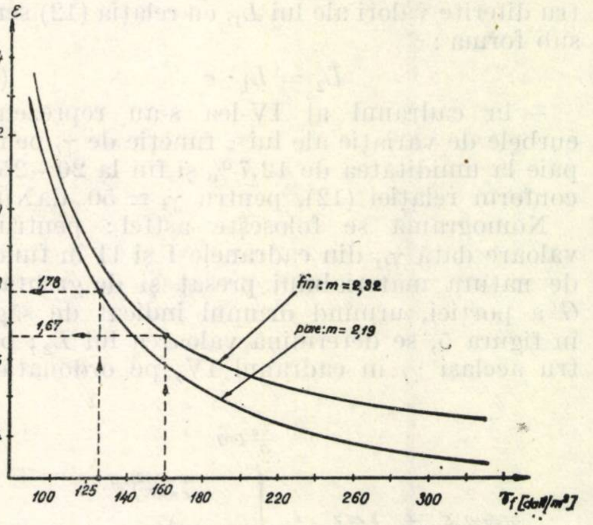


Fig. 4. Variația coeficientului ε în funcție de densitatea de presare γ_f, pentru paie cu umiditatea 12,7 % și fîn cu umiditatea între 20 și 25 %, la $\gamma_i = 50$ daN/m³.

$\varepsilon > 1$ pentru orice valoare γ_f și că valoarea minimă limită pe care o poate lua este $\varepsilon \to m-1$, corespunzătoare la $\gamma_f \to \infty$. Rezultă că lucrul mecanic consumat pentru deplasare este întotdeauna mai mare decît lucrul mecanic consumat pentru presare, diferența relativă fiind cu atît mai mare cu cît densitatea finală γ_f de presare este mai mică, și reciproc, diferența relativă este cu atît mai mică cu cît densitatea finală de presare este mai mare.

Pentru determinarea valorilor lui L_1, L_2, și ε în diferite condiții de lucru, caracterizate prin valori diferite ale lui c, m, γ_f, G, folosind relațiile (11) și (12) s-a construit nomograma din figura 5 (pentru valori uzuale frecvent intîlnite în condiții reale de lucru), astfel:

— în cadranul I s-au reprezentat curbele de variație ale raportului L_2/G în funcție de γ_f pentru paie la umiditatea de 12,7 % și fîn la 20—25 %, conform relației (11), scrise sub forma:

$$\frac{L_2}{G} = c\gamma_f^{m-1} \tag{13}$$

— în cadranul al II-lea s-au reprezentat curbele de variație ale lucrului mecanic L_2 funcție de raportul L_2/G pentru diferite greutăți G ale porției de material presat la o cursă activă a pistonului, corespunzător relației:

$$L_2 = G\cdot\frac{L_2}{G} \tag{14}$$

Întrucît legea de variație este liniară cu parametrul G, s-a putut stabili o scară liniară de citire a diferitelor valori ale acestuia. Pentru o valoare G dată, marcată de punctul corespunzător pe scara G, curba de variație a lui L_2 se obţine unind acest punct printr-o dreaptă cu originea O a axelor de coordonate.

— în cadranul al III-lea s-au reprezentat curbele de variaţie ale lui L_2 funcţie de ε pentru diferite valori ale lui L_1, cu relaţia (12) scrisă sub forma:

$$L_2 = L_1 \cdot \varepsilon \qquad (15)$$

— în cadranul al IV-lea s-au reprezentat curbele de variaţie ale lui ε funcţie de γ_f pentru paie la umiditatea de 12,7% şi fîn la 20—25%, conform relaţiei (12), pentru $\gamma_i \simeq 50$ daN/m³.

Nomograma se foloseşte astfel: pentru o valoare dată γ_f, din cadranele I şi II în funcţie de natura materialului presat şi de greutatea G a porţiei, urmînd drumul indicat de săgeţi în figura 5, se determină valoarea lui L_2; pentru acelaşi γ_f în cadranul IV, pe ordonată se citeşte în funcţie de natura materialului valoarea raportului ε, iar din cadranul III, folosind valorile L_2 şi ε determinate anterior rezultă valoarea lucrului mecanic L_1. Pentru citirea valorii L_1 se uneşte originea axelor O cu punctul de coordonate (ε, L_2) printr-o dreaptă, care intersectează scara L_1 într-un punct ce marchează valoarea L_1 căutată. De exemplu, în cazul presei *PPF* la presarea fînului în porţii maxime de 5 kg pînă la densitatea de 160 daN/m³ [6] din nomogramă rezultă: $L_1 = 240$ daNm; $L_2 = 400$ daNm şi $\varepsilon = 1{,}67$, iar la presarea paielor de grîu în porţii maxime de 2,5 kg pînă la densitatea de 125 daN/m³ rezultă: $L_1 = 84$ daN/m; $L_2 = 150$ daNm şi $\varepsilon = 1{,}78$.

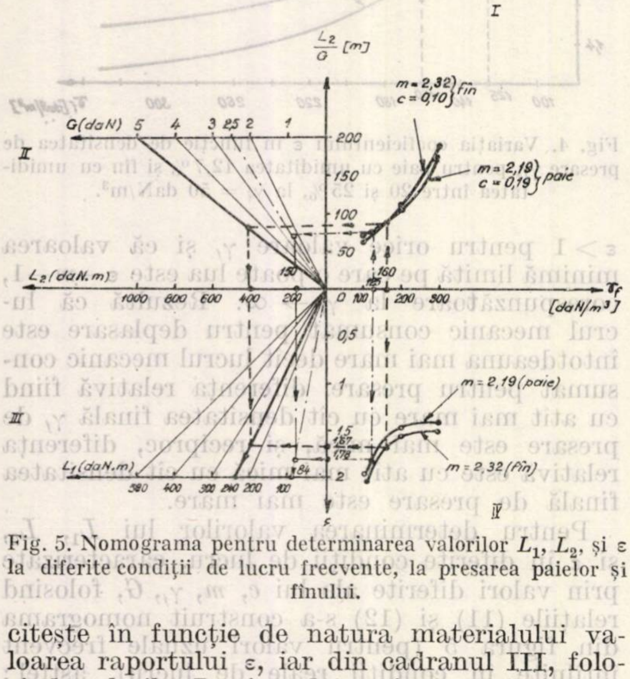


Fig. 5. Nomograma pentru determinarea valorilor L_1, L_2, şi ε la diferite condiţii de lucru frecvente, la presarea paielor şi fînului.

Din cele prezentate rezultă că eficienţa folosirii lucrului mecanic la presele cu piston şi sistem de reglare a densităţii baloturilor prin modificarea secţiunii de evacuare din camera de presare este cu atît mai mare cu cît densitatea baloturilor formate este mai ridicată.

Această mărire a eficienţei apreciate prin micşorarea raportului ε se datoreşte creşterii mai rapide a lucrului mecanic L_1, consumat pentru presarea odată cu mărirea densităţii de presare, decît lucrul mecanic L_2 consumat pentru deplasare. Mărirea eficienţei folosirii lucrului mecanic la presare pentru aceeaşi densitate a baloturilor se poate obţine numai prin micşorarea lucrului mecanic L_2, ceea ce nu se poate realiza pentru presele existente decît prin modificarea soluţiei constructive a sistemului de reglare a densităţii. Noul sistem trebuie să permită realizarea presării materialului pînă la densitatea dorită şi asigurarea deplasării acestuia în canalul de presare cu un consum redus de lucru mecanic, ca valoare mult mai mic decît valoarea lucrului mecanic consumat pentru presare.

BIBLIOGRAFIE

1. *Harapaci, I. E.*: Teoreticeskie i experimentalnie issledovanie solomopressa dlia combaina, Harcov 1956.
2. *Chiriac R. R., Maican C., Segărceanu M.* Studiul interdependenţei dintre parametrii constructivi şi funcţionali ai mecanismului de alimentare de tip furci, acţionate printr-o transmisie cu lanţ, folosit la presele de balotat paie şi fîn. In: ,,Studii şi cercetări de mecanică agricolă'', 1972, 3, 225—243.
3. *Kallius, V. Ia.* Senouborocinie maşinî, Maşghiz, Maskva, 1961.
4. *Popov, I. F.* Maşinî dlia uborki trav na seno, Maşghiz, Moskva, 1958.
5. *Krasnicenko, A. V.* Manualul constructorului de maşini agricole (trad. din l. rusă), vol. II. Ed. tehnică, Bucureşti, 1964.
6. * * * Notiţa tehnică a presei P.P.F.

Summary

The paper analizes some aspects regarding the process of pressing straws and hay with presses used in our country. The relations for finding the energy consumption in order to perform the processes that take place in different stages of pressing are being established, and the efficiency of total energy usage for pressing is being appreciated on this basis.

Résumé

Dans cet article ou fait l'analyse de quelques aspects du processus de pressage des pailles et du foin à l'aide des presses employées dans notre pays. Les auteurs établissent des rélations déterminant la consommation d'énergie nécessaire lors des différentes phases de pressage, suivant lesquelles on apprécie l'efficience de l'emploi de l'énergie totale pour le pressage.

Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt einige Elemente des Stroh- und Heupressens, mit den in unserem Lande verwendeten Pressen. Es werden die Rechenbeziehungen für die Bestimmung des Energieverbrauchs auf verschiedenen Stufen des Pressenvorgangs festgelegt und auf diesem Grund wird die Wirtschaftlichkeit der gesamten Energieverwendung beurteilt.

Резюме

В данной работе рассматриваются некоторые особенности процесса прессования соломы и сена, осуществляемого с помощью существующих в нашей стране машин. Устанавливаются расчетные формулы необходимые для определения расхода энергии, требуемой для выполнения работ в различных фазах прессования и на этой основе оценивается эффективность применения общей энергии, необходимой для осуществления процесса прессования.

MATERIALE DOCUMENTARE

CZ : 631.001.2

Studiu și metodică de calcul a parametrilor cinematici și constructivi optimizați ai frezelor agricole

Ing. Vasile RAICU: ing. Vladimir SCHOR – ICPMA – București

1. Introducere

În ultimele două decenii tendința construcțiilor de mașini agricole este aceea de a crea utilaje care să satisfacă aceleași cerințe agrotehnice printr-un număr mai mic de lucrări adiacente la pregătirea patului germinativ, datorită fie acțiunii mai energice a organelor active asupra solului, fie adaptării mai bune a uneltelor la solurile sau clima locale, fie unui mai bun răspuns agrotehnic nevoilor unor anumite culturi. Expresia de „lucrare minimă a solului" a ajuns uzuală, stabilindu-se o nouă tehnologie a muncii pămîntului. Se încearcă tot mai mult micșorarea puterii furnizate mașinilor agricole de lucrat solul de către cîrligul de tracțiune al tractorului prin acționare de la priza de putere, înlăturînd pierderile de energie datorite patinării roților tractorului și ieftinind costul lucrărilor prin reducerea greutății constructive a tractoarelor și utilajelor agricole, prin simplificarea constructivă și funcțională a acestora. În acest sens folosirea plugurilor rotative cu organe active cu mișcare forțată a frezelor de lucrat solul, precum și a altor mașini și utilaje cu mișcare forțată a organelor active a făcut dovadă suplinirii cu rezultate superioare a plugurilor clasice. Avînd o productivitate superioară, o exploatare și o întreținere mai puțin pretențioasă, realizînd o întoarcere și o uniformitate suficientă a stratului arabil al solului, mașinile de frezat solul sînt net superioare plugurilor rotative cu mișcare forțată a organelor active. Apariția mașinilor de frezat ca mașini pentru prelucrarea solului cu compactitate mai pronunțată și umiditate redusă se datorește faptului că se obține o mărunțire suficientă la o singură trecere și faptului că se poate pregăti patul germinativ direct în miriște, lucru ce dă posibilitatea realizării unor agregate complexe de mare eficiență economică.

Lucrarea solului cu frezele agricole este legată de un consum mare de energie și de o uzură intensivă a organelor de lucru, de o mărunțire excesivă a solului. Perfecționarea parametrilor cinematici și constructivi ai mașinilor de frezat este de natură să pună în concordanță procesul de lucru executat de acestea cu cerințele agrotehnice superioare impuse agriculturii moderne.

În cele ce urmează se va face o prezentare a rezultatelor obținute, se propun criterii de optimizare și metode de calcul noi a parametrilor cinematici și constructivi ai organelor active, plecînd de la cerințele agrotehnice impuse unor asemenea lucrări.

2. Procesul de lucru executat de freze. Parametrii constructivi și funcționali ai mașinilor de frezat

Procesul de frezare propriu-zis (fig. 1) este executat de rotorul cu cuțite al mașinii, în construcția lui cea mai simplă și robustă, compus dintr-un arbore (1) pe care prin intermediul discurilor sudate (2) se fixează prin șuruburile (4) în poziții determinate cuțitele (3) ce efectuează tăierea așchiei de sol și antrenarea ei în spatele rotorului.

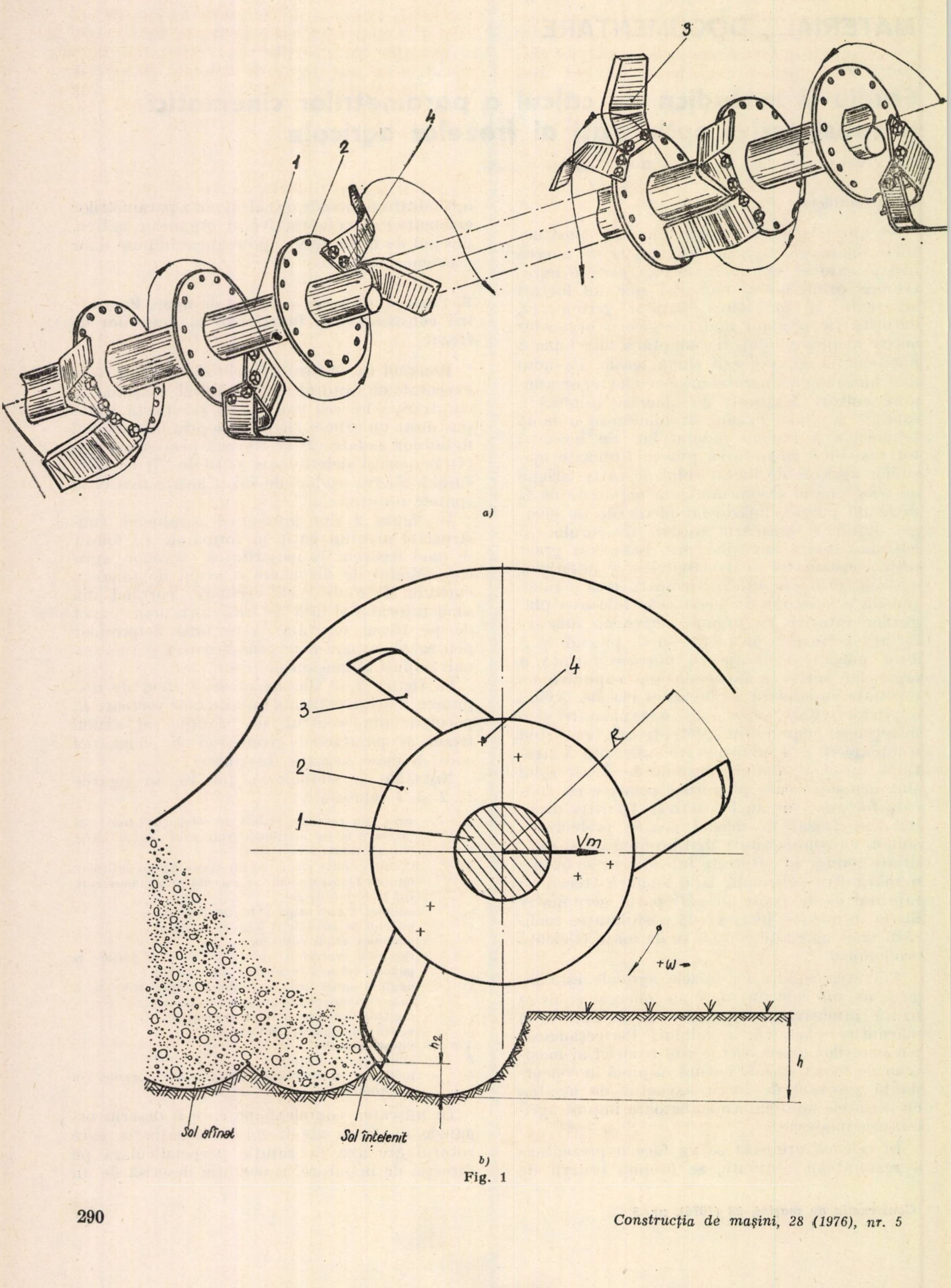
În figura 2 sînt prezentați parametrii constructivi ai unui cuțit în formă de L, folosit în mod frecvent la majoritatea frezelor agricole. Modul de dispunere a aripii de tăiere a cuțitului față de raza vectoare, pornind din axul rotorului și față de traiectoria unui punct de pe tăișul cuțitului, este bine determinat pentru niște parametri constructivi și funcționali impuși ai mașinii de frezat.

În figura 3 se ilustrează acest mod de dispunere a aripii cuțitului față de raza vectoare R, pornind din centrul de rotație al axului frezei și parametrii geometrici și cinematici care definesc această dispunere.

Notațiile și simbolurile folosite în figurile 1, 2 și 3 reprezintă :

R — raza din centrul axului de rotație al tobei de frezare la cel mai îndepărtat punct de pe tăiș ;
b — lățimea totală a cuțitului ;
m — distanța dintre vîrful tăișului și coada aripii cuțitului;
b_0 — lățimea benzii din care se execută prin îndoire cuțitul în formă de L ;
γ_0 — unghiul dintre aripa și brațul cuțitului ;
i — unghiul de ascuțire al tăișului cuțitului ;
δ — grosimea aripii cuțitului ;
n — raza din centrul de rotație al tobei de frezare la punctul cel mai de sus al cozii cuțitului ;
ζ — unghiul dintre aripa cuțitului (dreapta $MN-m$) și raza vectoare (R) la un punct de pe tăiș ;
ρ — unghiul dintre razele vectoare n și R ;
ω — viteza unghiulară a rotorului ;
Vm — viteza mașinii ;
h — adîncimea de lucru ;
h_2 — înălțimea neuniformităților fundului brazdei (a greșurilor) ;

În mișcarea complexă pe care o descriu organele de lucru ale frezei în situația în care rotorul are axa de rotație perpendiculară pe direcția de înaintare, traiectoria descrisă de un


3
4
2
1
3
4
R
2
1
Vm
+ω
h
h2
Sol afînat
Sol înţelenit

a)

b)

Fig. 1

punct oarecare de pe cuţit este o cicloidă (trohoidă) mai mult sau mai puţin scurtată.

În figura 4 se indică modul de construire grafică a traiectoriilor unui punct de pe tăişul

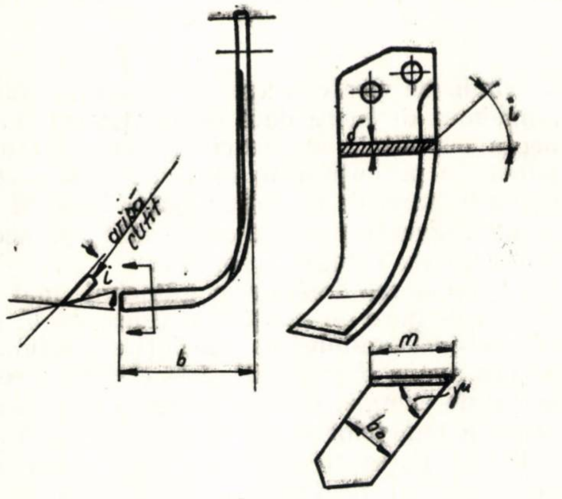


Fig. 2

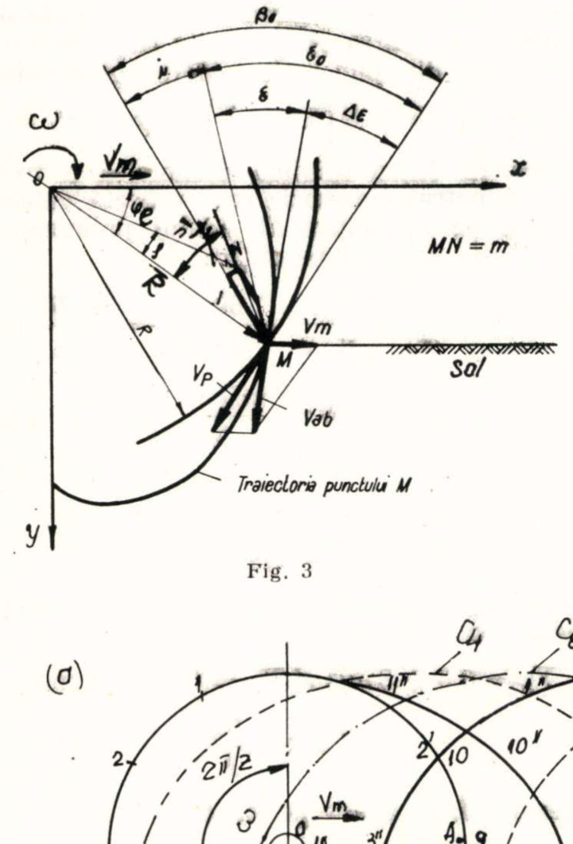


Fig. 3

cuţitului, forma şi dimensiunile aşchiei de sol (fig. 4 — pentru frezarea de sus în jos ($\omega > 0$).

Ecuaţiile parametrice ale traiectoriei unui punct de pe tăiş (fig. 3) în sistemul de coordonate ales vor fi:

$$\begin{cases} X_M = v_m \cdot t + R \cdot \cos \omega t \\ Y_M = R \cdot \sin \omega t \end{cases} \quad (1)$$

cu $\omega > 0$ pentru frezarea de sus în jos.

Viteza absolută a unui punct de pe tăişul cuţitului are expresia:

$$\overline{V}_{ab} = \overline{V}_t + \overline{V}_R$$

în care:

$|\overline{V}_R| = V_p = R \cdot \omega$ viteza relativă

$|\overline{V}_t| = |\overline{V}_m| = V_m$ viteza de înaintare a maşinii.

Regimul cinematic al organelor de lucru este caracterizat de indicele cinematic:

$$\lambda = \frac{V_p}{V_m} \quad (2)$$

În aceste condiţii:

$$V_m = \frac{V_p}{\lambda} = \frac{R \cdot \omega}{\lambda}$$

şi ţinînd cont că:

$$\omega t = \varphi$$

ecuaţiile parametrice ale traiectoriei unui punct de pe tăişul cuţitului devin:

$$\begin{cases} X_M = \dfrac{R}{\lambda} \cdot \varphi + R \cdot \cos \varphi \\ Y_M = R \cdot \sin \varphi \end{cases} \quad (3)$$

iar ecuaţiile parametrice ale unui punct de pe coada aripii cuţitului vor fi:

$$\begin{cases} X_N = \dfrac{R}{\lambda} \cdot \varphi + n \cos (\varphi - \rho) \\ Y_N = n \cdot \sin (\varphi - \rho) \end{cases} \quad (4)$$

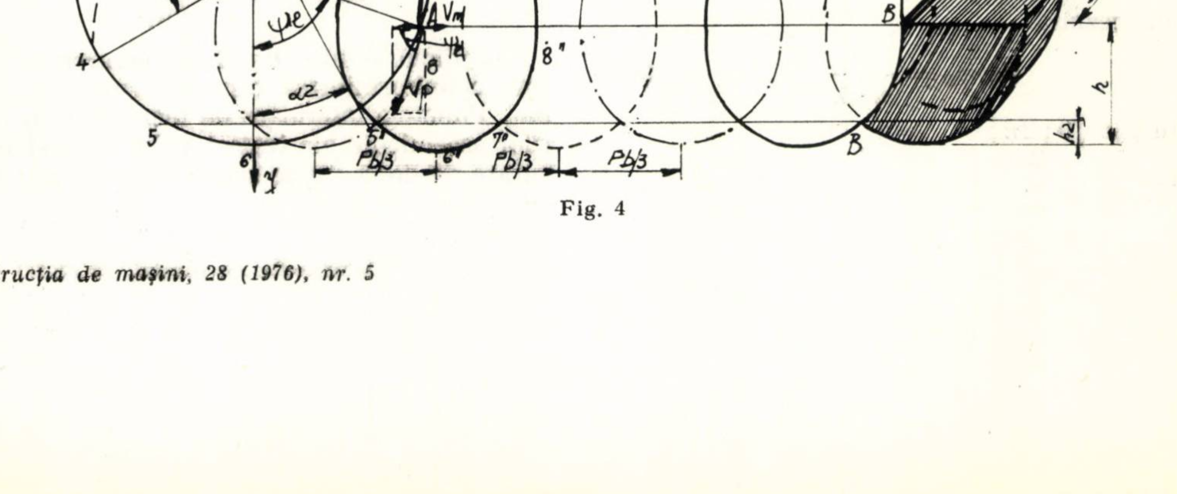


Fig. 4

Pentru ca procesul de lucru executat de freză să se caracterizeze numai prin tăierea și desprinderea prin alunecare a așchiei de sol pe aripa cuțitului trebuie ca intrarea acestuia în sol să aibă loc la viteze nule sau negative ale tăișului pe direcția de înaintare (lucrarea 5). Putem scrie deci:

$$V_x \leqslant 0$$

$$V_x = v_m - v_p \cdot \sin \varphi_e \leqslant 0$$

unde φ_e este unghiul de lucru limită al rotorului frezei. Explicitînd pe φ_e, avem:

$$\sin \varphi_e \geqslant \frac{1}{\lambda} \Rightarrow \varphi_e \geqslant \arcsin \frac{1}{\lambda} \tag{5}$$

cu condiția ca $\lambda \geqslant 1$.

Plecînd de la acest criteriu și punînd condiția dată de ecuația (5), rezultă imediat adîncimea maximă de lucru a frezei, conform lucrării 5:

$$h \leqslant h_{ma\lambda} = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right).$$

$$h_{max} = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right). \tag{6}$$

În punctele în care componența orizontală (V_x) a vitezei absolute a unui punct de pe tăiș se anulează, este evident că tangența la traiectorie este paralelă cu axa Y:

$$\frac{dx}{dy} = \frac{X'\varphi}{Y'\varphi} = 0$$

Rezultă:

$$X'_\varphi = 0 \text{ și } X'_{M\varphi} = \frac{R}{\lambda} \cdot \omega - R \cdot \omega \cdot \sin \varphi$$

de unde deducem:

$$\sin \varphi_M = \frac{1}{\lambda} = \sin \varphi_e \tag{7}$$

pentru $\varphi \varepsilon \ [0 ; 2\pi]$

$$\text{adică}: Y_M = \frac{R}{\lambda} \tag{8}$$

Punînd aceeași condiție pentru traiectoriile descrise de punctul N:

$$X'_{N\varphi} = 0$$

$$X'_{N\varphi} = \frac{R}{\lambda} \cdot \omega - n \cdot \omega \cdot \sin(\varphi - \rho) = 0,$$

de unde rezultă

$$\sin \varphi_N = \frac{R}{n \cdot \lambda} \tag{9}$$

pentru $\varphi_N \varepsilon \ [0 ; 2\pi]$

adică: $Y_N = \frac{R}{\lambda}$

Se observă că atît traiectoria vîrfului cît și traiectoria cozii cuțitului admit tangente paralele cu axa OY pe aceeași ordonată:

$$Y_M = Y_N = R - h_{max} = \frac{R}{\lambda} \tag{10}$$

de unde se poate trage concluzia că pentru adîncimea de lucru dată de relația (6) componenta orizontală a vitezei absolute a oricărui punct de pe cuțit este nulă, adică traiectoria oricărui punct de pe cuțit cuprins între M și N admit tangente paralele cu axa OY, pe aceeași ordonată (la suprafața solului).

Funcționarea frezelor la adîncimi mai mici decît cele date de relația (6) (lucrarea 5) duce la creșterea gradului de mărunțire a solului (la același avans S pe cuțit) și la creșterea consumului de energie, datorită lungirii traiectoriilor în sol a punctelor de pe cuțit (lucrarea 3).

Funcționarea frezelor la adîncimi mai mari decît cele date de relația (6) duce — așa cum se va vedea în capitolul 6 — la scăderea gradului de mărunțire a solului și a consumului de energie, datorită scurtării lungimii în sol a traiectoriilor cuțitului (lucrarea 3). Se poate trage deci concluzia că din punct de vedere agrotehnic și energetic: $h = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$ reprezintă adîncimea de lucru minimă economică a frezei.

Parametrul cinematic care reflectă calitativ gradul de mărunțire al solului prelucrat de freză este avansul pe cuțit:

$$S = \frac{P_b}{z} = \frac{60 \cdot V_m}{n \cdot z} = \frac{60 \cdot V_p}{n \cdot \lambda \cdot z} = \frac{\pi \cdot D}{z \cdot \lambda}$$

$$S = \frac{\pi D}{z \cdot \lambda} \tag{11}$$

în care:

z este numărul de cuțite pe rotor;
$D = 2R$ — diametrul rotorului;
Pb — pasul buclei trohoidei la o rotație.

În general frezele agricole actuale funcționează cu vitezele:

$$V_p = 3{,}5 \div 8 \text{ m/s și } V_m = 0{,}34 \div 2 \text{ m/s} =$$

$$1{,}2 \div 7 \frac{K_m}{h}$$

Rezultînd un avans pe cuțit:

$$S = (3 \div 16) \frac{\text{cm}}{\text{cuțit}}$$

Specificul solului după prelucrarea cu freza este neuniformitatea fundului sub stratul afînat. Punctele inferioare de încrucișare a ramurilor ascendente ale traiectoriilor succesive executate de două cuțite succesive reprezintă vîrfurile greșurilor.

Variaţia înălţimii greşurilor funcţie de parametrii constructivi şi cinematici ai frezei a fost studiată încă de la apariţia frezelor şi teoretic ea este dată de formulele :

$$h_2 = R\,(1 - \cos\alpha_2) \qquad (12)$$

pentru $\omega > 0$

$$\frac{\pi}{z} = \lambda \cdot \sin\alpha_2 - \alpha_2 \qquad (13)$$

şi de nomogramele din figura 5,

unde α_2 este unghiul dintre verticală şi dreapta ce uneşte vîrful crestei cu centrul instantaneu de rotaţie (fig. 4). Mărirea avansului la cuţit atrage după sine mărirea neregularităţilor fundului brazdei şi micşorarea gradului de fărîmiţare a solului.

3. Alegerea parametrilor constructivi şi funcţionali ai maşinilor de frezat, funcţie de cerinţele agrotehnice

În proiectarea maşinilor de frezat solul trebuie să se ţină seama de următorii parametri :

a) gradul de mărunţire a solului ;
b) neuniformitatea fundului brazdei ;
c) consumul de energie pentru procesul propriu-zis ;
d) gradul de răsturnare şi de amestecare a diferitelor straturi de sol ;
e) proporţia de buruieni distruse şi regenerarea lor.

Gradul de mărunţire a solului depinde în cea mai mare măsură de avansul pe cuţit (S), de diametrul rotorului (D) şi de mărimea aripii cuţitului (m), însă această dependenţă se modifică destul de mult funcţie de tipul solului, de umiditate şi de gradul de îmburuienare. Avînd în vedere tendinţa mărunţirii excesive a solului de către freze, pentru proiectare trebuie avute în vedere toate criteriile de optimizare ce conduc la strivirea minimă a aşchiei de sol de către aripa cuţitului, adică trebuie folosite acele regimuri de lucru pentru care gradul de mărunţire, respectiv consumul de energie, sînt minime, regimuri caracterizate de parametrii R; λ; $\frac{n}{R}$; $\frac{m}{R}$.

Realizarea unor grade de mărunţire diferite pentru diverse tipuri de sol şi diverse condiţii se poate realiza prin alegerea unor raporturi corespunzătoare $\frac{m}{R}$; $\frac{n}{R}$, în condiţiile respectării criteriilor de optimizare amintite.

Condiţia agrotehnică de bază care impune parametrii cinematici ai frezei este înălţimea neregularităţilor fundului brazdei, şi în general respectarea ei conduce la satisfacerea în suficientă măsură şi a celorlalte cerinţe agrotehnice. Este cunoscut faptul că regimul limită al lucrului cu freza este cel corespunzător situaţiei cînd traiectoriile organelor vecine nu se întretaie ci sînt tangente la nivelul solului $h = h\,max = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$ (lucrarea 2 şi lucrarea 4).

Pentru prelucrarea solului cu freze interesează următoarele :

$$\frac{dY}{dX} \to \infty$$

relaţie verificată pentru

$$\cos\alpha_2 = \frac{1}{\lambda_{kp}}$$

dar :

$$S/D = \sin\alpha_2 - \alpha_2. \qquad (14)$$

relaţie ce rezultă din ecuaţiile (13) şi (11). sau :

$$S/D = \sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda_{kp}}\right)^2} - \frac{1}{\lambda_{kp}} \arccos\frac{1}{\lambda_{kp}} \qquad (15)$$

şi

$$\frac{\pi}{z} = \operatorname{tg}\alpha_2 - \alpha_2 \qquad (16)$$

Majoritatea specialiştilor folosesc pentru determinarea regimului critic ecuaţiile (15) şi (16), curbele regimului critic fiind figurate în nomogramele din figura 5.

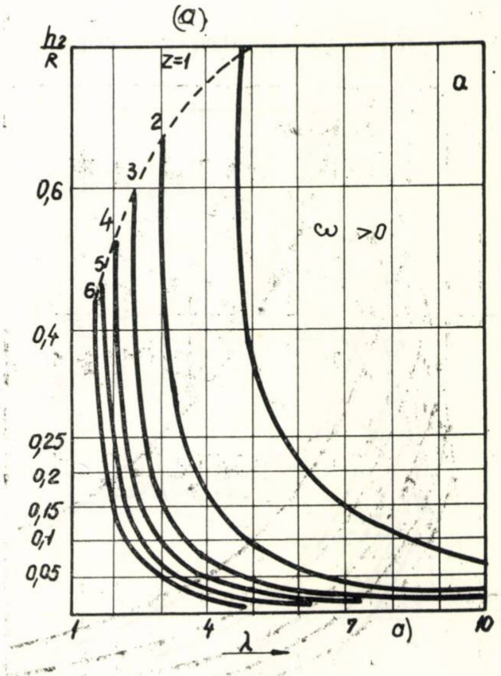


Fig. 5

Practic regimurile critice sînt determinate de raportul :

$$\frac{h_2}{h} \leqslant K_a$$

în care K_a este impus de cerinţele agrotehnice dar :

$$h_2/h = f\,(h_2/R)$$

şi valoarea lui se determină din limitele constructive aferente rotorului frezei:

$$h_{max} = K_1 \cdot D \rightarrow K_1 = \frac{1}{3} \div \frac{2}{5} \text{ din motive constructive.}$$

Trasînd drepte de forma:

$$\frac{h_2}{R} = a_1$$

pe nomogramă din figura 5 a şi intersectindu-le cu curbele de tipul:

$$\frac{h_2}{R} = g\,(\lambda\,;\, z = \text{const})\ \text{(fig. 5)} \qquad (17)$$

se pot determina valori limită ale lui $S/D = f\,(\lambda_a)$ pentru un raport K_a impus.

În nomograma din figura 6 se prezintă variaţia: $\dfrac{S}{D} = \dfrac{\pi}{\lambda_z}$ şi regimurile limită:

$$\frac{S}{D} = H\left(\lambda_a\,;\, \frac{h_2}{R}\right) \text{ pentru } h_2/R = a_1 = \text{const.}$$

Eliminînd parametrul λ din ecuaţiile (17) şi (18) se obţine variaţia directă:

$$\frac{S}{D} = H\left(\frac{h_2}{R}\,;\, z\right) \text{ pentru } z = \text{const.} \qquad (19)$$

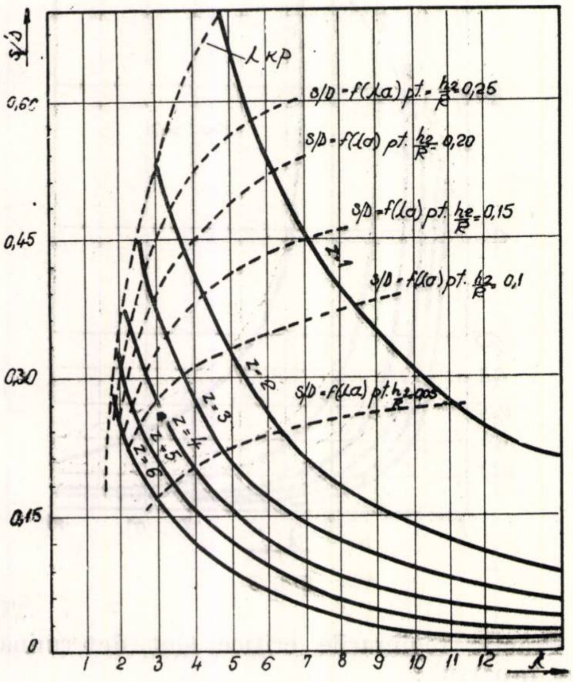


Fig. 6

În figura 7 se prezintă curbele:

$$\lambda = g^{-1}\left(\frac{h_2}{R}\,;\, z\right) \text{ pentru } z = \text{const.}$$

şi

$$S/D = H\left(\frac{h_2}{R}\,;\, z\right) \text{ pentru } z = \text{const.}$$

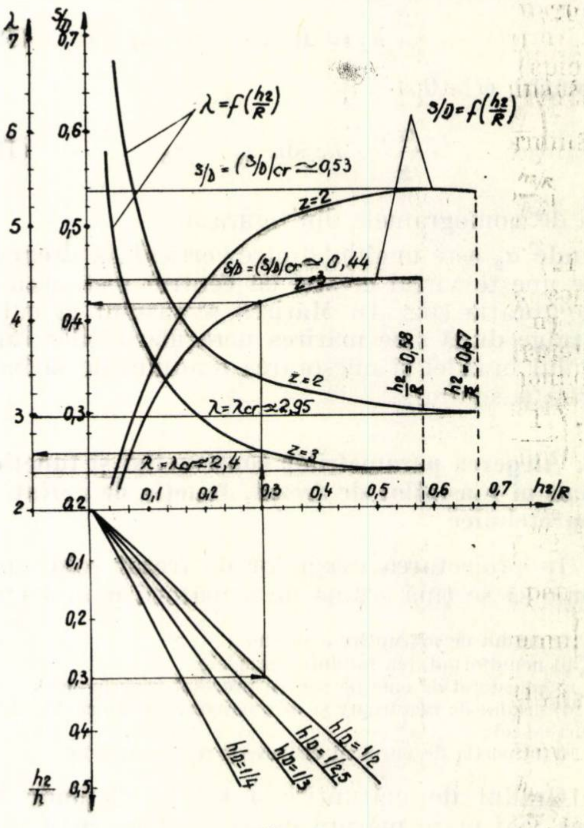


Fig. 7

şi modul de determinare a lui (λ) şi (S/D) pentru un raport $\dfrac{h_2}{h} = K_a$ dat, urmînd drumul indicat de săgeţi; parametrii S/D şi λ satisfăcînd ecuaţia (11).

Ca model de calcul se recomandă:

$$h_2/h = K_a\,;\ h = K_1 \cdot D = K_1 \cdot 2R \Rightarrow \frac{h_2}{h} = \frac{h_2}{K_1 \cdot 2 \cdot R}$$

şi:

$$\frac{h_2}{R} = 2K_1 \cdot \frac{h_2}{h} \qquad (20)$$

adică: avînd valoarea lui $\dfrac{h}{D}$ determinată, după nomograma din figura 7 se determină λ şi S/D.

Pentru o valoare determinată a lui λ şi o adîncime dată de lucru:

$$h = h_{\,max} = a \qquad (21)$$

se determină uşor raza rotorului:

$$R = \frac{1}{a}\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right).$$

respectiv diametrul: $D = 2R = \dfrac{2}{a}\left(1 - \dfrac{1}{\lambda}\right)$;

respectiv avansul pe cuţit :

$$S = \frac{2\pi}{a\lambda z}\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right). \qquad (22)$$

Punînd condiţia ca solul să nu fie tasat de coada cuţitului, adică să intre în acelaşi punct în sol ca şi tăişul (lucrarea 5), se determină unghiul optim ζ de dispunere a lamei cuţitului faţă de raza vectoare R, pornind de la relaţiile :

$$\operatorname{tg}(\varphi + \zeta) = \frac{\sin\varphi - \frac{1}{\lambda}}{\frac{\varphi}{\lambda} + \cos\varphi - \frac{1}{\lambda}\left(\arcsin\frac{1}{\lambda} + \sqrt{\lambda^2 - 1}\right)} \qquad (23)$$

$$\frac{m}{R} = \frac{\sin\varphi - \frac{1}{\lambda}}{\sin(\varphi + \zeta)}. \qquad (24)$$

cele două curbe descrise de punctele M şi N (fig. 3) fiind tangente pe ordonata : $Y = \frac{R}{\lambda}$, adică la suprafaţa solului (concluzia lucrării 5).

Nomograma prezentată în încheierea lucrării (5) nu prezintă însă o variaţie directă a lui

$$\zeta = \zeta\left(\lambda;\ \frac{m}{R}\right)$$

lucru ce îngreuiază puţin aprecierea calitativă a variaţiei parametrilor şi construcţiile grafice ale cuţitului şi ale ciclogramelor.

Scriind relaţia geometrică :

$$\frac{n}{R} = \sqrt{\left(1 - \frac{m}{R}\cos\zeta\right)^2 + \frac{m}{R}\sin\zeta\Big)^2} \qquad (25)$$

şi eliminînd din relaţiile (23), (24), (25) parametrii φ şi ζ, se poate construi nomograma din figura 8, cuprinzînd curbele de tipul :

$$\frac{n}{R} = f\left(\frac{m}{R};\ \lambda\right) \text{ pentru } \lambda = \text{const}. \qquad (26)$$

sau nomograma din figura 9, cuprinzînd curbele de tipul :

$$\frac{n}{R} = f\left(\lambda;\ \frac{m}{R}\right) \text{ pentru } \frac{m}{R} = \text{const}. \qquad (27)$$

Poziţia aripii cuţitului faţă de raza vectoare se poate astfel determina cunoscînd laturile triunghiului OMN : R, n, m.

Fixarea poziţiei aripii cuţitului prin parametrii citaţi are avantajul aprecierii directe a gradului de sfărîmare a aşchiei de sol de către aripa cuţitului (datorită nesuprapunerii celor două traiectorii descrise de punctele M şi N) prin raportul $\frac{n}{R}$. După cum se observă din nomogramele din figurile 8 şi 9, mărirea raportului $\frac{m}{R}$ duce la micşorarea raportului $\frac{n}{R}$, respectiv la înrăutăţirea regimului de lucru, adică la creşterea gradului de strivire a aşchiei de sol. Micşorarea avansului pe cuţit (mărirea indicelui cinematic) duce la micşorarea gradului de strivire a aşchiei de sol, la aceleaşi valori ale lui $\frac{m}{r}$.

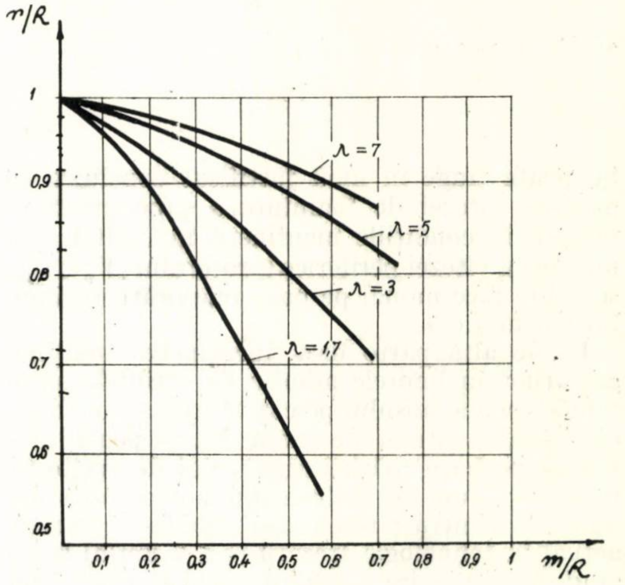


Fig. 8

Valoarea limită inferioară a indicelui cinematic este determinată de înălţimea admisă agrotehnic a greşurilor şi de diametrul rotorului,

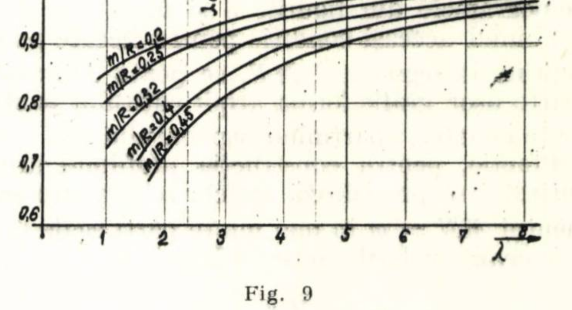


Fig. 9

iar valoarea limită superioară a indicelui cinematic se determină din condiţia ca viteza particulelor de sol antrenate în mişcarea de rotaţie de rotorul frezei să nu depăşească valoarea corespunzătoare gradului de fărîmiţare dorit (această viteză se poate determina experimental pentru fiecare tip de sol şi condiţii în parte).

$$V_p \leqslant V_{pa}$$

rezultă :

$$\omega \leqslant \frac{V_{pa}}{R}$$

pe de altă parte :

$$\omega = \lambda \cdot \frac{V_m}{R} \tag{28}$$

adică se poate scrie că :

$$\lambda \leqslant \frac{V_{pa}}{V_m}.$$

Se poate trage în mod justificat concluzia că mărirea vitezei de înaintare a productivităţii maşinii în condiţiile menţinerii în limitele admisibile a vitezei periferice a rotorului ($V_p \leqslant V_{pa}$) se poate face numai pe baza micşorării regimului cinematic λ.

Pe de altă parte însă, menţinerea înălţimii greşurilor în limitele admise de cerinţele agrotehnice şi a avansului pe cuţit impune concluzia că mărirea vitezei de lucru V_m se poate face numai pe baza măririi numărului de cuţite pe rotor, aşa cum se deduce din nomograma din figura 7. Pentru vitezele medii de lucru folosite actual în tehnologia frezării ($v \leqslant 7$ km/h) şi un grad de mărunţire a solului adecvat din punct de vedere agrotehnic, numărul de cuţite de pe o parte a discului rotorului la majoritatea maşinilor existente este de $z = 2 \div 3$, cuţite.

4. Alegerea formei aripii cuţitului de tăiat solul

S-a remarcat în capitolul precedent că poziţia aripii cuţitului faţă de raza vectoare $\bar{R}$ a tăişului este determinată de criteriul strivirii minime a aşchiei de sol, adică de condiţia ca punctele M şi N să aibă traiectoriile tangente la cota $h = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$, stabilindu-se astfel nomogramele din figurile 8 şi 9.

Punînd aceeaşi condiţie pentru fiecare punct cuprins în segmentul $\overline{MN}$, se poate determina foarte uşor grafic forma aripii cuţitului pentru toate punctele aparţinînd segmentului $\overline{MN} = m$.

Practic, pentru construcţia profilului aripii cuţitului se procedează astfel : se împarte segmentul $\overline{MN} = m$ în mai multe părţi egale şi se calculează valorile intermediare :

$$m_i = \overline{MN_i} \leqslant m.$$

valori pentru care se determină punctele N_i respectînd criteriul strivirii minime a aşchiei de sol (nomogramele din figurile 8 şi 9), puncte cu ajutorul cărora se aproximează forma aripii cuţitului.

Funcţie de mărimea aripii cuţitului (m) forma aripii se poate aproxima uzual, prin două sau trei puncte racordate între ele prin raze de cerc.

5. Nou criteriu de îmbunătăţire a procesului de lucru executat de freze

S-a arătat în capitolele precedente că alegerea parametrilor cinematici şi constructivi ai maşinilor de frezat solul trebuie făcută pe baza criteriilor strivirii minime a aşchiei de sol, pornind de la nişte cerinţe agrotehnice date.

Se observă însă că respectarea acestui criteriu aşa cum a fost prezentat în capitolul 4 este numai parţială, întrucît chiar în condiţiile tangenţelor traiectoriilor descrise de vîrful şi coada cuţitului la nivelul dat de relaţia (6), coada cuţitului se află pe o anumită zonă sub acest nivel, provocînd sfărîmarea suplimentară a aşchiei printr-o buclă (traiectorie dublă).

În figura 10 se prezintă traiectoriile descrise de punctele de pe cuţit, care interesează din acest punct de vedere :

T_1 — traiectoria vîrfului cuţitului ;
T_2 — traiectoria cozii cuţitului pentru un regim cinematic oarecare ;
T_3 — traiectoria cozii cuţitului pentru regimul cinematic optim.

Anularea acestei sfărîmări suplimentare a aşchiei are loc în situaţia în care traiectoria descrisă de coada cuţitului are forma indicată în figura 10 (curba T_3), adică în situaţia cînd

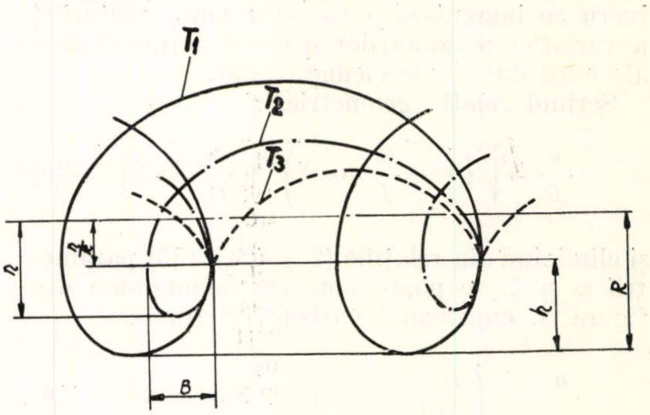


Fig. 10

această traiectorie prezintă un punct de întoarcere la cota $h = R\left(1 - \frac{1}{\lambda}\right)$

În această situaţie raportul :

$$K = \frac{B}{S} = \frac{1}{\pi}\left[\arcsin \frac{1}{\lambda\left(\frac{n}{R}\right)} - \frac{\pi}{2} + \right.$$
$$\left. + \sqrt{\left(\frac{n}{R}\right)^2 \lambda^2 - 1}\right] \tag{29}$$

în care B este lăţimea buclei descrise în sol de coada cuţitului se anulează :

$$K = 0$$

pentru valori determinate ale parametrilor cinematici şi constructivi ai frezelor, adică pentru :

$$R/n = \lambda \qquad (30)$$

Aceasta înseamnă că întregul cuţit se roteşte în jurul cozii sale, coada acestuia fiind pentru această poziţie CIR. Se obţine astfel un efect de răsturnare a aşchiei de sol, efect foarte util din punct de vedere agrotehnic. În plus se reduce sfărîmarea suplimentară, a aşchiei de sol, datorită faptului că lăţimea buclei duble descrise în sol de coada cuţitului este zero. Este evident că satisfacerea relaţiei (30) şi a cerinţei agrotehnice referitoare la înălţimea greşurilor impun alegerea unui indice cinematic λ scăzut, realizarea unei anumite grosimi a aşchiei de sol făcîndu-se în aceste condiţii pe baza măririi numărului de cuţite pe rotor, adică pe baza coborîrii la valori mai mici a parametrului cinematic.

$$\lambda \geqslant \lambda_{kp}$$

Avînd în vedere relaţia (30), expresia adîncimii minime de lucru a frezei devine :

$$h_{min} = R - n \qquad (31)$$

$\rightarrow$ pornind de la formula (6)

6. Concluzii

Avînd în vedere importanţa economică a maşinilor de frezat şi creşterea posibilităţilor de adaptare la lucrarea de arat a solului, prin alegerea optimă a regimurilor cinematice şi a formei cuţitelor se impune perfecţionarea în continuare a acestor maşini.

Majoritatea cercetărilor în acest domeniu au ca obiect micşorarea consumului de putere şi a gradului de mărunţire precum şi reducerea uzurii cuţitelor prin folosirea unor regimuri cinematice λ inferioare. La majoritatea frezelor existente în prezent adîncimea de pătrundere în sol nu depăşeşte două cincimi din diametrul lor, lagărele arborelui frezei şi elementele mecanismului de acţionare împiedicînd o adîncire mai mare.

Prin experienţele făcute de o serie de cercetători s-a făcut dovada practică a scăderii consumului de energie şi a uzurii organelor active cu scurtarea lungimii în sol a traiectoriilor descrise de cuţite, lungimea traiectoriei în sol a cuţitului fiind din acest punct de vedere un indicator al gradului de mărunţire, întrucît la această adîncime de lucru scade raportul dintre suprafaţa aşchiei şi volumul acesteia, odată cu micşorarea diametrului.

Calculînd lungimile acestor traiectorii şi introducînd tabele şi grafice de tipul :

$$\begin{aligned} l/h &= f(D/h) \\ l/h &= f(\lambda) \end{aligned} \qquad (32)$$

s-a determinat teoretic că lungimea traiectoriilor are o valoare minimă pentru valorile optime ale raportului :

$$\left(\frac{D}{h}\right) optim = 1{,}13 \div 1{,}33.$$

Verificînd experimental aceste concluzii s-a ajuns la concluzia că valoarea minimă a lucrului mecanic specific a fost obţinută pentru rapoartele :

$$\frac{(D)}{h}\ optim = 1{,}26 \div 1{,}38$$ pentru tăierea de sus în jos, lucrul mecanic specific fiind dat de expresia :

$$L_{sp} = \frac{P}{B \cdot Vm \cdot h}\left(\frac{\text{kgfm}}{\text{m}^3}\right) \qquad (35)$$

în care $(B,\ xVm,\ xh)$ reprezintă cantitatea de sol prelucrat în unitatea de timp.

Reducerea diametrului frezei la valorile amintite mai sus asigură micşorarea consumului de energie în medie cu 34% (lucrarea 3).

Criteriile de sfărîmare minimă a aşchiei de sol rămîn valabile şi în condiţiile adîncirii mărite a rotorului frezei în sol, aria măturată de aripa cuţitului în sol fiind numai în acest caz minimă—sfărîmarea aşchiei de sol fiind minimă—aceasta contribuind în mare măsură la îmbunătăţirea calitativă a procesului de lucru executat de freze.

În situaţia satisfacerii şi a relaţiei (30) referitoare la lăţimea buclei descrise în sol de coada cuţitului ($B = 0$), pentru adîncirea suplimentară a rotorului frezei în sol trebuie avută în vedere condiţia :

$$h < R + n \qquad (36)$$

sau înlocuind pe n din relaţia (30) :

$$h < R + \frac{R}{\lambda} \qquad (37)$$

Avînd în vedere rapoartele optime (34) pentru tăierea de sus în jos, vom avea conform relaţiei (37) :

$$2 \cdot \frac{\lambda}{\lambda + 1} < 1{,}26 \div 1{,}38$$

adică :

$$\lambda < 1{,}7 \div 2{,}22 \qquad (38)$$

Aplicaţiile concrete ale metodicii de calcul a parametrilor cinematici şi constructivi ai frezelor agricole şi ale criteriilor de optimizare a acestora permit proiectarea maşinilor de frezat solul pornind de la cerinţele agrotehnice minime impuse lucrărilor de prelucrare a solului. Forma soluţiilor studiului parametrilor cinematici şi constructivi ai frezelor face posibilă dezvoltarea rapidă şi uşoară a calculelor de verificare sau de dimensionare a tuturor tipurilor de freze utilizate în agricultură.

BIBLIOGRAFIE

1. *James, G. H.* şi *William, R. G.* : Rotary Tiller Design Parameters, Part I — Direction of Rotation in Transaction of ASAE, Vol. 14, 1971, nr. 4.
2. *James G. H., William R. G.* : Rotary Tiller Design Parameters, Part II — Depth of Tillage in Transaction of ASAE Vol. 14, 1971, nr. 4.
3. *James, G. H., William, R. G.* : Rotary Tiller Design Parameters, Part III — Ratio of Peripheral and Forward Velocities.
4. *Stoicescu, Gh.* : Studiul regimului de lucru al frezelor agricole. În : ,,Studii şi cercetări de mecanică agricolă'', 1971, nr. 4.
5. *Babiciu, P.* şi alţii : Studiul interdependenţei dintre parametrii constructivi şi cinematici ai cuţitelor frezelor. În : ,,Studii şi cercetări de mecanică agricolă'', 1970, nr. 3.

Summary

Taking into account the agrotechnical needs imposed upon tilling, one suggests optimizing criteria and calculus methods for constructive and kinematic parameters of tillage cutters. This paper is fit for designers of agricultural machinery. It is presented a complete study upon cutters parameters, and the relationship between them on basis of some dimensionless coefficients, having in view optimizing criteria generally valid for tilling. This offers to the specialists a full, simple and coherent design guidance for tillage cutter parts.

Résumé

Suivant les exigences agrotechniques nécesitées par le labourage du sol, on propose des critères d'optimisation et des méthodes de calcul des paramètres cinématiques et constructifs des fraises agricoles. L'article est adressé aux spécialistes dans le domaine des machines agricoles, en leur offrant un guide cohérent, complet et clair pour la construction et le calcul des organes des fraises employées dans les travaux agricoles. Il est basé sur l'étude des paramètres cinématiques et constructifs des fraises, des rélations entre ces paramètres conformément aux indices adimensionnels, ainsi que sur les critères de perfectionnement généralement valables pour le labourage du sol.

Zusammenfassung

Die Arbeit schlägt Optimisierung- und Berechnungsmethoden der kinematischen und konstruktions technischen Kenngrössen der Landfräsen vor, ausgehend von den Forderungen, die mit den Bodenarbeiten verbunden sind. Indem es die kinematischen und konstruktionstechnischen Kenngrössen, sowie ihre inneren Zusammenhänge studiert, ausgehend von allgemein gültigen Optimisierungskriterien für Bodenarbeiten, ist dieser Aufsatz eine wichtige Hilfe für Spezialisten.

Резюме

В настоящей работе предлагаются критерии для оптимизации и методы расчëта кинематических и конструктивных параметров фрез для сельского хозяйства согласно агротехническим требованиям к работам по обработке почвы. Учитывая кинематические и конструктивные параметры фрез, связь между этими параметрами и на основе некоторых безразмерных показателей, уходя от общих работ по обработке почвы критерий, работа обращается проектировщикам сельскохозяйственных машин, представляя собой последовательное и цельное руководство по проектированию рабочих органов почвенных фрез.

CZ ; 621.002(438)

Realizările şi perspectivele dezvoltării industriei constructoare de maşini în Polonia

Dr. ing. Stanislaw **GROZEWSKI** — Republica Populară Polonă

În perioada planului cincinal ce se încheie a avut loc o evidentă accelerare a ritmului de dezvoltare a întregii industrii poloneze, dar mai ales al industriei de maşini electrice. După estimările actuale, indicele de creştere a producţiei industriale a reprezentat în Polonia în anul 1975 circa 173% faţă de anul 1970, pe cînd producţia industriei de maşini electrice s-a dublat. Prin aceasta, ponderea industriei constructoare de maşini a crescut faţă de totalul producţiei industriale a ţării de la circa 8% în anul 1950 la circa 27% în anul 1975.

A sporit substanţial şi exportul. Astfel, indicele de creştere al exportului polonez în acest domeniu, cu toate că este ceva mai mic faţă de indicele de creştere al exportului în total, a sporit în preţuri curente cu circa 131% în anul 1975 faţă de anul 1970, iar în industria de maşini electrice cu circa 113%.

Creşterea mai mică a exportului de produse ale industriei de maşini electrice faţă de exportul pe ţară trebuie explicat prin faptul că accelerarea dezvoltării economiei poloneze realizată în acest plan cincinal a dus la creşterea necesarului pentru toate tipurile de maşini şi instalaţii produse de această industrie. De asemenea, creşterea în ţară a necesarului pentru utilaje de investiţii s-a reflectat în importul pe cincinalul ce se încheie. După aceleaşi estimări totalul importului polonez a crescut în anul 1975 cu circa 175% faţă de anul 1970, pe cînd importul produselor industriei de maşini electrice s-a triplat în aceeaşi perioadă, deoarece a crescut cu peste 203%.

În realitate, în tranzacţiile cu străinătatea soldul s-a înrăutăţit faţă de planul cincinal anterior din anii 1966–1970, dar această situaţie era dinainte prevăzută şi stabilită, legată de modernizarea multor sectoare de producţie din Polonia. De aici, în importul de maşini al Poloniei predomină hotărîtor obiectivele industriale complete, liniile tehnologice, maşinile şi utilajele de specialitate de diferite tipuri. În schimb, la exportul de maşini cele mai importante poziţii sînt următoarele : nave, parcul auto, avioane şi echipament de aviaţie, maşini de construcţie, parcul de cale ferată, maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor, maşini şi aparate electrice, obiective industriale complete. Beneficiarul principal al mărfurilor exportate de industria de maşini electrice sînt ţările membre C.A.E.R. Acesta este rezultatul atît al relaţiilor economice naturale, care leagă aceste ţări învecinate sau aflate în apropiere, cît şi al contactelor strînse care s-au creat în acest sector de producţie între organizaţiile economice ale ţărilor socialiste. Schimbul reciproc se realizează în mare măsură pe baza unor contracte de lungă durată şi cuprinde nu numai livrări de produse finite ci şi exportul şi importul pieselor şi al subansamblurilor în cadrul relaţiilor de cooperare. Spre pieţele ţărilor membre C.A.E.R. se dirijează circa 80% din totalul exportului polonez al industriei de maşini electrice. Beneficiarul principal este Uniunea Sovietică urmată de R. S. Cehoslovacă şi R. D. Germană.

Industria constructoare de maşini ocupă un loc important în exportul polonez spre România. După estimările actuale această pondere depăşeşte 50% în cincinalul care se încheie.

● În industria de maşini electrice un loc de frunte îl ocupă **industria de autovehicule**, care se dezvoltă foarte dinamic. În prezent se produc sau se montează în Polonia autoturisme după licenţă Fiat, cu capacitate cilindrică de la 600 pînă la 1 800 cm^3, autoutilitare de construcţie proprie, camioane cu tonaj mediu şi cu şasiuri speciale, autobuze de construcţie proprie, în cooperare cu R. S. Cehoslovacă precum şi pe licenţă franceză. Întreprinderea de autoturisme din Bielsko-Biala, aflată în construcţie, va atinge în anul 1978 capacitatea planificată de 200 000 de autoturisme de mic litraj. Se vor încheia lucrările pentru extinderea întreprinderii de autobuze din Jelcz, care va produce 5 000 de autobuze pe an. La aceste întreprinderi se lucrează pentru începerea producţiei de camioane noi, de tonaj mare, pe baza înţelegerii de cooperare şi licenţă încheiate cu firma austriacă „Steyer-Daimler-Puch”, anul acesta.

● În industria poloneză **a maşinilor de construcţii** a fost extinsă foarte mult în ultimul timp capacitatea de producţie şi s-a dezvoltat pe scară largă cooperarea internaţională, şi ca urmare a acestui fapt Polonia ocupă în prezent locul şase în Europa printre cei mai mari producători de maşini de construcţii. Obiectul producţiei sînt diferitele tipuri de maşini pentru lucrări de terasament, automacarale şi motoare.

Beneficiarul principal al maşinilor poloneze pentru construcţii este Uniunea Sovietică, căreia i se livrează printre altele excavatoare adaptate să lucreze la temperaturi joase /–40°C/.

În urma colaborărilor internaţionale în Polonia au fost puse în funcţiune multe maşini noi, exportate astăzi cu succes nu numai în ţările socialiste dar şi în cele capitaliste. Au fost elaborate şi o serie de construcţii proprii reuşite, care au fost introduse în producţie. Astfel, întreprinderea „Fadroma” din Wroclaw produce cîteva tipuri de maşini de încărcat de construcţie proprie, care se bucură de o bună apreciere atît printre beneficiarii din ţară cît şi printre cei din străinătate.

● După prevederile stabilite, dezvoltarea acestei ramuri se va concentra mai departe în anii următori pe cooperarea industrială cu străinătatea şi — pe această cale — pe îngustarea sortimentelor, dar în schimb pe mărirea în acelaşi timp a seriilor destinate mai ales exportului. Este vorba în primul rînd de diferite tipuri de excavatoare, maşini de încărcat, buldozere pe roţi, unele tipuri de macarale şi maşini, precum şi instalaţii pentru construcţia de conducte.

● În **industria aviatică** Polonia are o tradiţie de mulţi ani. Astfel, dezvoltarea producţiei de avioane s-a concentrat cu mult timp înainte pe avionul pentru agricultură tip AN–2 şi pe planoare, care s-au bucurat de succes în multe ţări ale lumii. Dezvoltarea în continuare a industriei poloneze aviatice este strîns legată de programul stabilit de colaborarea în acest domeniu cu Uniunes Sovietică. Conform acestui program Polonia se specializează pe producţia de avioane de agricultură şi polifuncţionale, cu un tonaj pînă la 2500 kg, precum şi pe elicopterele uşoare cu respectivele motoare. Programul de cooperare cu Uniunea Sovietică prevede şi efectuarea unor lucrări comune de dezvoltare, construcţie şi sprijin la punerea în funcţiune în Republica Populară Polonă a producţiei de noi produse ale industriei aviatice. Primul rezultat al acestui program este începerea producţiei în Polonia a avionului cu reacţie modern tip M–15, pentru nevoile agriculturii, destinat mai ales exportului.

● Programul realizat în momentul de faţă în **industria de maşini-unelte** prevede creşterea ponderii maşinilor-unelte care satisfac cerinţele proceselor tehnologice moderne, precum şi exigenţele automatizării şi mecanizării operaţiilor de prelucrare şi auxiliare, folosite la aceste procese. În afară de aceasta se dezvoltă producţia elementelor şi ansamblurilor pentru construcţia maşinilor-unelte moderne, ca : transmisiile elicoidale cu rostogolire, blocurile cu ghidaje-rostogolire, elemente ale hidraulicii şi pneumaticii de comandă, ambreiajele electromagnetice, motoarele de antrenare cu tiristoare şi altele. Pentru a grăbi realizarea programului stabilit, industria de maşini-unelte a semnat în ultimii ani o serie de înţelegeri importante pe bază de licenţe-cooperare.

● În ultima perioadă s-a înregistrat o dezvoltare rapidă a **industriei radiotehnice-electronice**. A fost mărită producţia atît a subansamblurilor, a materialelor cît şi a produselor de largă folosinţă. În momentul de faţă această ramură a industriei poloneze furnizează pieţei interne precum şi pentru export o gamă largă de receptoare radio, stereofonice şi transistorizate, precum şi aparate de televiziune. A sporit mult şi a fost modernizată producţia de magnetofoane de diferite tipuri, au fost elaborate şi produse videomagnetofoane, precum şi diferite mecanisme ca radiole, magneto-radiole etc. Se dezvoltă cu succes producţia de aparate pentru uz profesional, cum sînt magnetofoanele, MK, aparatele automate muzicale stereo, radiotelefoanele, dictafoanele, instalaţiile pentru învăţarea limbilor străine.

● **Industria electrotehnică** produce maşini şi aparate electrice pentru generatoare, motoare electrice, transformatoare, distribuitoare de tensiune joasă şi înaltă pentru instalaţii tehnologice din ţară. În anii 1976—1980 se prevede schimbarea profilului de producţie în direcţia îngustării sortimentului produselor, cu mărirea seriilor lor. Direcţiile acestor lucrări se bazează pe unificarea produselor şi a subansamblurilor, precum şi pe repartiţia internaţională a muncii. Se prevede reducerea numărului de tipuri produse de această industrie de la 6 300 pînă la circa 4 000 în anul 1980.

● Asupra **industriei de maşini agricole** are influenţă volumul şi structura producţiei agricole din Polonia; necesarul acestei producţii pentru sortimente largi şi diversificate este foarte mare. Pentru a satisface cererile se lărgeşte specializarea şi cooperarea. Colaborarea planificată în acest sector va cuprinde în special maşini pentru culesul cartofilor, pentru culesul şi prelucrarea nutreţurilor proaspete precum şi pentru împrăştierea îngrăşămintelor minerale şi naturale. Se urmăreşte elaborarea unor maşini unificate complexe cu parametri tehnici înalţi.

Un eveniment important l-a constituit în industria tractoarelor încheierea în anul 1974 a contractului pe doi ani, pe bază de licenţă-cooperare cu firma britanică ,,Massey-Ferguson-Perkins", cooperare care va contribui la modernizarea şi extinderea potenţialului de producţie al industriei de tractoare din Polonia. Se preconizează că industria unificată de tractoare "Ursus" va produce în anii 1976—1980 un tip de tractoare agricole moderne, unificat la maximum, cu o putere de la 36 pînă la 75 CP, ajungînd ca în anul 1980 Întreprinderile ,,Ursus" să producă 75 000 de bucăţi pe an.

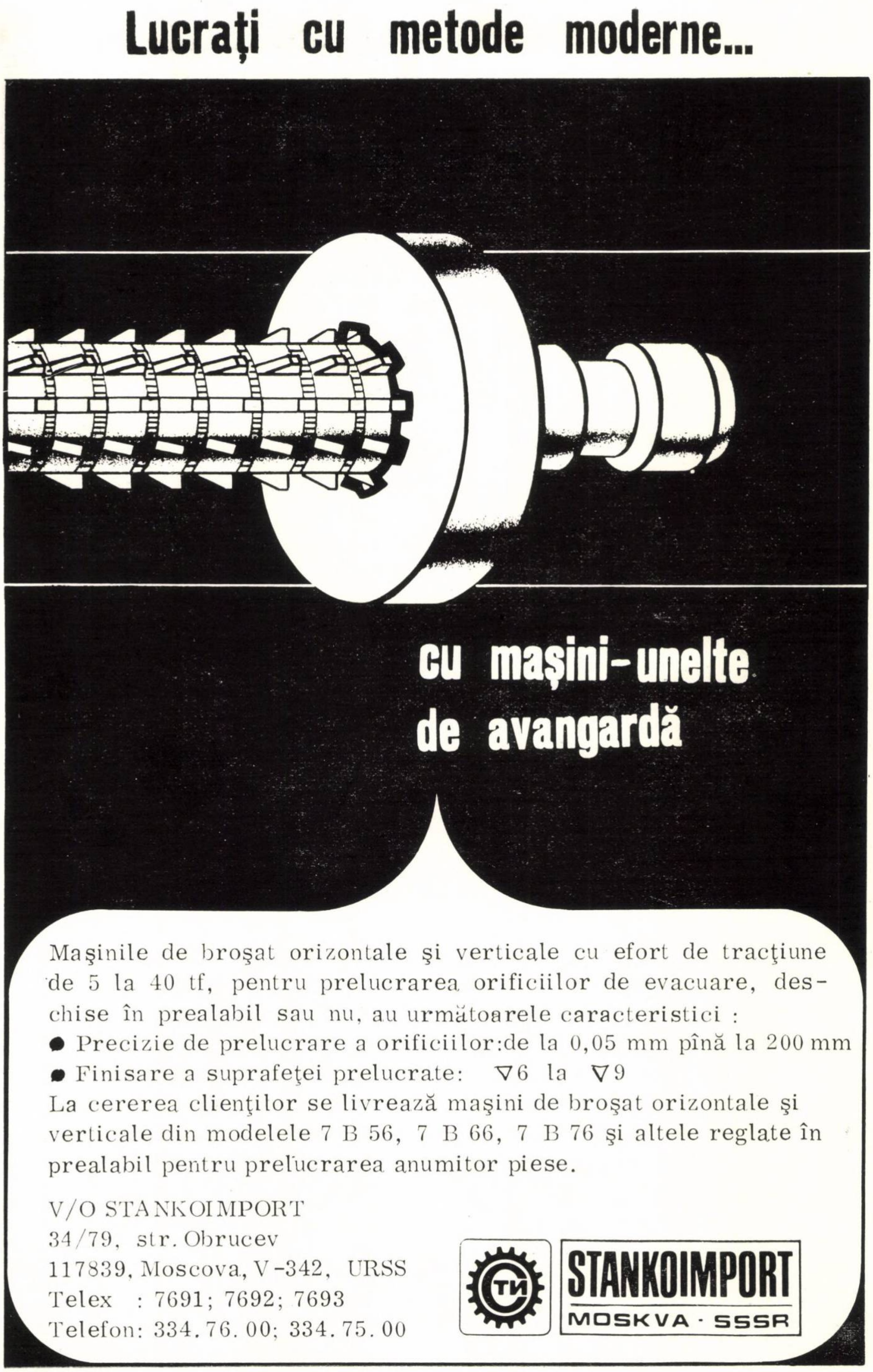
● Proiectul planului pe anii 1976—1980 prevede o creştere dinamică în continuare a producţiei de **maşini electrice** din Polonia.

Conform proiectului, producţia industrială a ţării în total va creşte în anul 1980 cu circa 47—49% faţă de anul 1975, iar producţia industriei de maşini electrice cu peste 67%, ceea ce va permite creşterea în continuare a ponderii industriei de maşini electrice pe întreaga producţie industrială a ţării — pînă la peste 20%. Se prevede de asemenea, menţinerea unui ritm înalt de **creştere a exportului**, şi anume de peste două ori în următorii cinci ani. Cu peste de două ori vor creşte şi tranzacţiile reciproce între Polonia şi România în ceea ce priveşte maşinile şi instalaţiile din acest domeniu.

● Conform rezultatelor consultaţiilor Polonia va exporta spre România produse ca : lagăre, maşini textile, motoare de mare putere printre care motoare pentru nave, produse ale electrotehnicii de înaltă tensiune, produse ale industriei electronice, printre altele aparate de radiocomunicaţie, radare maritime, elemente de automatică, aparatură de măsură pentru tehnica electronică de calcul, maşini pentru industria alimentară, instalaţii pentru fabricile de zahăr, maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor, unelte, maşini de construcţii rutiere şi maşini de ridicat-transportat, instalaţii siderurgice, maşini şi utilaje miniere, instalaţii pentru prelucrarea maselor plastice, pentru producţia celulozei şi hîrtiei, nave maritime şi echipament pentru nave.

● Obiectul **importului** în Polonia din România vor fi : lagăre, maşini textile, produse ale electrotehnicii de înaltă tensiune, produse ale industriei electronice, maşini-unelte pentru prelucrarea metalelor, unelte, piese de schimb pentru autoturisme, maşini de construcţii rutiere, elemente de automatică pentru tehnica electronică de calcul, maşini pentru industria alimentară, utilaje de foraj, locomotive pentru exploatări miniere cu ardere internă, instalaţii chimice, locomotive de 450 şi 1250 CP şi vagoane de marfă. Faptul că multe grupuri de produse apar atît la import cît şi la export constituie rezultatul unei colaborări mereu mai strînse între industriile ambelor ţări.

Conform celor stabilite, ponderea produselor prevăzute prin înţelegerile de specializare şi cooperare în totalul tranzacţiilor dintre Polonia şi România privind maşinile şi utilajele va spori în anii 1976 —1980 la circa 28%, ceea ce reprezintă o garanţie a dezvoltării în continuare a unei colaborări bilaterale avantajoase.



Lucraţi cu metode moderne...

cu maşini-unelte de avangardă

Maşinile de broşat orizontale şi verticale cu efort de tracţiune de 5 la 40 tf, pentru prelucrarea orificiilor de evacuare, deschise în prealabil sau nu, au următoarele caracteristici :

- Precizie de prelucrare a orificiilor:de la 0,05 mm pînă la 200 mm
- Finisare a suprafeţei prelucrate: $\nabla 6$ la $\nabla 9$

La cererea clienţilor se livrează maşini de broşat orizontale şi verticale din modelele 7 B 56, 7 B 66, 7 B 76 şi altele reglate în prealabil pentru prelucrarea anumitor piese.

V/O STANKOIMPORT
34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS
Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334.76.00; 334.75.00

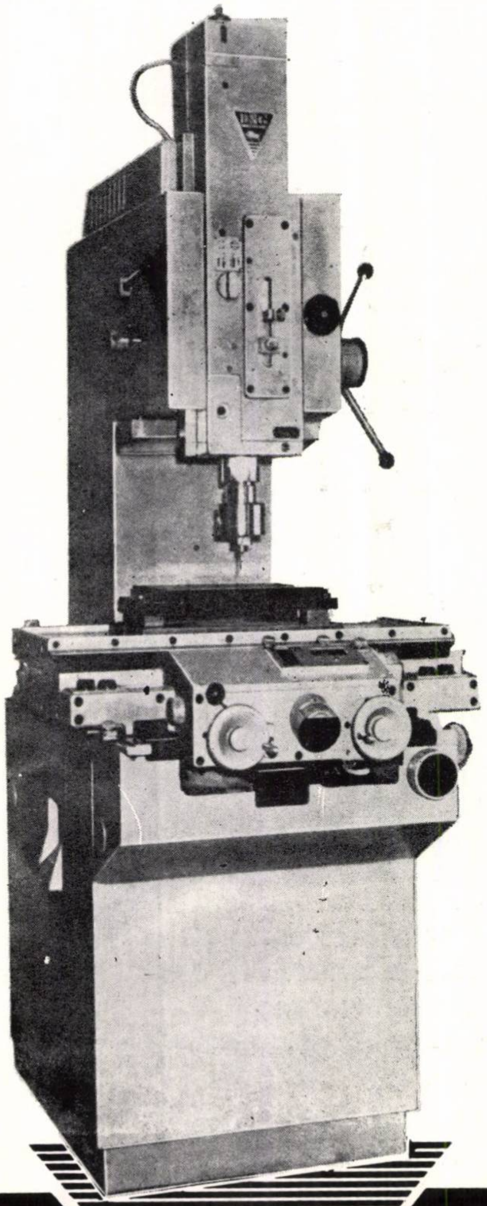
STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

MAŞINI DE POANSONAT MODEL 2421 ŞI 2431

mare precizie şi polivalenţă

Maşinile de acest model execută cu o mare precizie alezarea, frezarea, conturarea gabaritelor, controlul cotelor liniare şi a distanţelor între axe



AVANTAJELE CONSTRUCTIVE:

- O mare rigiditate care permite prelucrarea pieselor cu o precizie pînă la 0, 003 mm.
- Sistem de calcul şi de măsurare inductiv, unic în felul său, care permite o mare precizie în citirea coordonatelor.
- Reglarea continuă a numărului de rotaţii a broşelor
- Strîngerea automată a uneltelor.
- Mecanism de deplasare rapidă a mesei.
- Sistem de preafişare a coordonatelor cu aşezarea automată pe masă
- Dispozitiv de montare automată a manşonului portbroşă exact la adîncimea de prelucrare cerută.

Fişa tehnică	Model 2421	Model 2431
-Diametrul maxim de alezare, în mm	80	125
-Greutatea maximă admisă a piesei de prelucrat, kg	150	250
-Precizia de citire a coordonatelor, în mm	0, 001	0, 001
-Precizia de afişare a coordonatelor, în mm	0, 002	0, 002
-Suprafaţa utilă a mesei, în mm	250x450	320x560
-Numărul limită de rotaţii ale broşei pe minut	135-3000	75-30000

Exportator: V/O STANKOIMPORT
117839, Moscova V-342, URSS; 34/79, str. Obrucev

Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00
Telex : 7691; 7692; 7693.

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

Publicom

Sonete care funcţionează împreună cu maiurile de bătut piloţii, cu ţevi, acţionate de motoare diesel, fabricate în U.R.S.S.:

- efectuează baterea piloţilor metalici sau din beton armat la adîncimi de 12 la 14 m;
- sînt prevăzute cu un dispozitiv de deplasare pe şine, cu acţionare proprie;
- asigură baterea piloţilor exact în unghiul dorit şi se pot roti cu 360°;
- sînt complet mecanizate.

Pentru informaţii mai amănunţite, scrieţi-ne la următoarea adresă:

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM

balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE

Transportarea
Stivuirea
Înmagazinarea

Cu Balkancar
un sistem nou de utilizare a depozitului

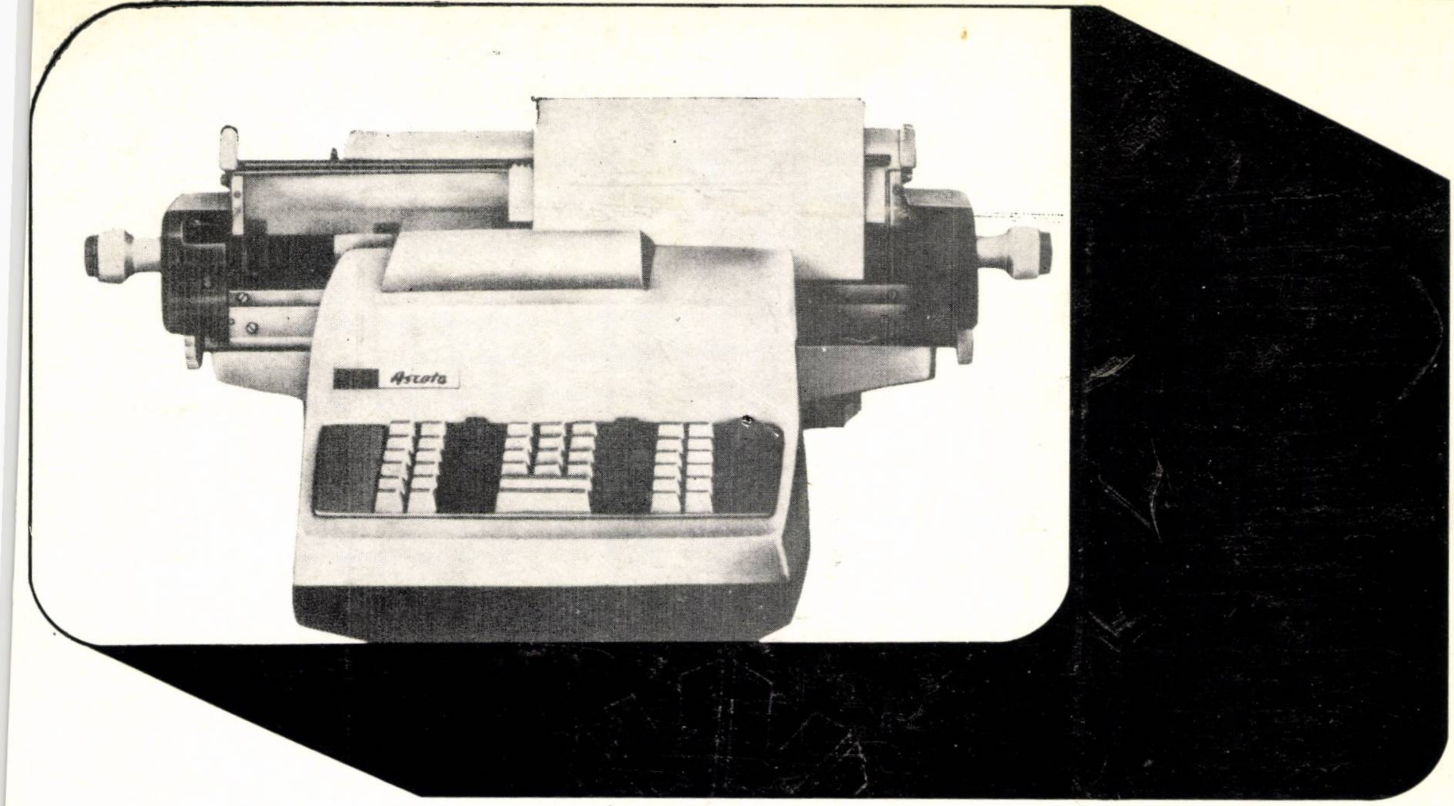
Electrocare stivuitoare la mare înălțime, stivuitoare la mare înălțime cu extensiune longitudinală a dispozitivului de ridicat, electrocare stivuitoare la mică înălțime, cu platformă și autobasculante, remorchere cu remorci.

Exportator :
BALKANCARIMPEX

BULGARIA. Sofia, str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANTA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon : 11.20.87

PUBLICOM



daro

1353

Pentru ca prelucrarea electronică a datelor să devină perfect eficientă

Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

PUBLICOM

Informaţia potrivită, la timpul şi locul potrivit: aici se ascunde întregul secret al celor mai bune decizii, iar în activitatea economică, prezentă şi mai ales viitoare, nu se va mai putea rezolva nimic fără maşinile de prelucrare electronică a datelor. Aceasta necesită colectarea raţionată a unor cantităţi din ce în ce mai mari de date precum şi elaborarea suporturilor de date citibile de către maşină, preconizări favorabil întrunite în aparatele de colectare a datelor "Daro". Pe lîngă toate avantajele unei largi game de utilizări, ele mai oferă şi "programare flexibilă şi rapidă", şi dispun de o tehnică de mare fiabilitate. Comunicaţi-ne problemele dv. în legătură cu prelucrarea datelor, în orice ramură, şi "Daro" va găsi cu siguranţă cele mai bune soluţii.

Daro 1333. Aparat de colectare a datelor cu ieşire prin bandă perforată: 2 dispozitive de soldare.

Daro 1343. Aparat de colectare a datelor cu ieşire prin bandă perforată. La alegere: 2 dispozitive de soldare, 3 dispozitive de soldare şi un numerator sau 4 dispozitive de soldare.

Daro 1353. Aparat de colectare a datelor cu ieşire prin bandă perforată. La alegere: 2, 4 sau 6 dispozitive de soldare. Toate modelele au o capacitate de reglare şi calcul de 12/12 poziţii, viteză de perforare de 50 semne, viteza de citire de 200 semne pe secundă, codificarea variabilă de la 5 pînă la 8 canale.

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

BUCUREŞTI '76
ROMANIA

5—10 septembrie 1976

CONGRES INTERNATIONAL DE TURNĂTORIE
INTERNATIONAL FOUNDRY CONGRESS
CONGRÈS INTERNATIONAL DE FONDERIE
INTERNATIONALER GIESSEREIKONGRESS

43 CIF
BUCUREŞTI
1976

cercetare — tehnologie — progres
recherche — technologie — progrès
research — technology — progress
forschung — technologie — fortschritt

este tema acestui congres organizat de către Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din România (CNIT), sub egida Comitetului Internaţional al Asociaţiilor Tehnice de Turnătorie (CIATF).

est le thème de ce congrés organisé par le Conseil National des Ingénieurs et des Techniciens de Roumanie - CNIT - sous l'égide du Comité International des Associations Techniques de Fonderie - CIATF.

is the theme of this Congress, organized by the Romanian National Council of Engineersand Technicians - CNIT - under the auspices of the International Committee of Foundry Technical Associations - CIATF.

ist das Thema des vom Wissenschaftlichen Verein der Ingenieure und Techniker (CNIT) zusammen mit dem Internationalen Komitee der technischen Giessereivereine (CIATF) in Bukarest, Rumänien organisierten Kongresses.

Adresse du Secrétariat du Congrès:
INSTITUT TECHNOLOGIQUE
POUR PROCÉDÉS À CHAUD
(ICPTSC)
CONGRÈS DE FONDERIE – COMITÉ D'ORGANISATION
105, Şos. Olteniţei; Tél: 83 21 70
Télex: 11798 Calde r.
Bucarest – Roumanie

Anschrift des Kongresssekretariates:
FORSCHUNGSINSTITUT FÜR WARMARBEITSVERFAHREN (ICPTSC)
GIESSEREIKONGRESS – ORGANISATIONS-KOMITEE
Şos. Olteniţei 105; Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bukarest – Rumänien

Adresa secretariatului Congresului:
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE – ICPTSC
COMITETUL DE ORGANIZARE AL CONGRESULUI INTERNAŢIONAL DE TURNĂTORIE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
Bucureşti – România

Address of the Congress Secretariat:
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES (ICPTSC)
FOUNDRY CONGRESS ORGANIZATION COMMITTEE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
Bucharest – Romania

1970 JUL 8

E 3279

R

REFERALVA

64

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 6 • IUNIE 1976

43 CIF
BUCURESTI
1976

BUCUREȘTI '76

ROMANIA

5—10 septembrie 1976

CONGRES INTERNATIONAL DE TURNĂTORIE
CONGRÈS INTERNATIONAL DE FONDERIE
INTERNATIONAL FOUNDRY CONGRESS
INTERNATIONALER GIESSEREIKONGRESS

- **cercetare — tehnologie — progres**
- **recherche — technologie — progrès**
- **research — technology — progress**
- **forschung — technologie — fortschritt**

este tema acestui congres organizat de către Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din România (CNIT), sub egida Comitetului Internaţional al Asociaţiilor Tehnice de Turnătorie (CIATF).

est le thème de ce congrès organisé par le Conseil National des Ingénieurs et des Techniciens de Roumanie (CNIT), sous l'égide du Comité International des Associations Techniques de Fonderie (CIATF).

is the theme of this Congress organized by the National Council of Engineers and Technicians of Romania (CNIT), under the auspices of the International Committee of Foundry Technical Associations (CIATF).

ist das Thema des vom Nationalrat der Ingenieure und Techniker von Rumänien (CNIT), zusammen mit dem Internationalen Komitee der technischen Giessereivereine (CIATF) organisierten Kongresses.

Adresa secretariatului Congresului:
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE (ICPTSC)
COMITETUL DE ORGANIZARE AL CONGRESULUI INTERNAŢIONAL DE TURNĂTORIE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
Bucureşti – România

Adresse du Secrétariat du Congrès:
INSTITUT TECHNOLOGIQUE POUR PROCÉDÉS À CHAUD
(ICPTSC)
CONGRÈS DE FONDERIE – COMITÉ D'ORGANISATION
105, Şos. Olteniţei; Tél: 83 21 70
Télex: 11798 Calde r.
Bucarest – Roumanie

Address of the Congress Secretariat:
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES (ICPTSC)
FOUNDRY CONGRESS – ORGANIZING COMMITTEE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex:11798 Calde r.
Bucharest – Romania

Anschrift des Kongresssekretariates:
FORSCHUNGSINSTITUT FÜR WARMARBEITSVERFAHREN (ICPTSC)
GIESSEREIKONGRESS – ORGANISATIONS-KOMITEE
Şos. Olteniţei 105; Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bukarest – Rumänien

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 6, IUNIE 1976

CUPRINS

ANGRENAJE

ELEKEŞ, C. : **Consideraţii cu privire la reversibilitatea sistemelor de determinare a danturilor cilindrice drepte.** 301
BOCIAN, I., MILOIU, G. : **Metode de calcul al lungimii peste dinţi la roţile dinţate cu profil de referinţă arc de cerc.**
Partea I : Metodă practică. 313
Partea a II-a : Metodă generală. 315
VLASIE, VAL., VOGEL, W. : **Contribuţii la calculul roţilor dinţate prelucrate cu scule cu protuberanţă.** 322
GLADCOV, P. : **Relaţie generalizată pentru calculul grosimii dinţilor roţilor dinţate evolventice cu flancuri rectilinii.** 327
RAICU, A. : **Sinteza cinematică a mecanismelor cu came diferite şi montate în paralel.** 331
MORARU, V. : **Precizia cinematică a lanţurilor cinematice de rulare.** 334
MORARU, V., PANAIT, GH., STROESCU, AL. : **Cinematica generării danturii evolventice pe curbe de bază necirculare.** 339
OPREA, I. : **Contribuţie la demonstraţia legii fundamentale a angrenării.** 344

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactori: RODICA MOLDOVEANU; ŞERBAN TEODORESCU

SUMAR

CZ ; 621.833.1.001

Elekeș, C.: **Considerații cu privire la reversibilitatea sistemelor de determinare a danturilor cilindrice drepte.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 301

CZ ; 621.83.001.2

Bocian, I., Miloiu, G.: **Metode de calcul al lungimii peste dinți la roțile dințate cu profil de referință arc de cerc.**
Partea I : Metodă practică.
Partea a II-a : Metodă generală.

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 313

CZ ; 621.833.001.2

Vlasie, Val., Vogel, W.: **Contribuții la calculul roților dințate prelucrate cu scule cu protuberanță.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 315

CZ ; 621.833.001.2

Gladcov, P.; **Relație generalizată pentru calculul grosimii dinților roților dințate evolventice cu flancuri rectilinii.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 327

CZ ; 621.835.2 ; 531.1

Raicu, A.: **Sinteza cinematică a mecanismelor cu came diferite și montate în paralel.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 331

CZ ; 531.1 ; 62–231.2

Moraru, V.: **Precizia cinematică a lanțurilor cinematice de rulare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 334

CZ ; 531.1

Moraru, V., Panait, Gh., Stroescu, Al.: **Cinematica generării danturii evolventice pe curbe de bază necirculare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 339

CZ ; 621.831.001.2

Oprea, I.: **Contribuție la demonstrația legii fundamentale a angrenării.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 6, p. 344

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30. sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1228

***Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1975.**

41.042

CONTENTS

DC ; 621.833.1.001

Elekes, C. : **Considerations regarding the determination systems reversibility of straight spur teeth.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 301

DC ; 621.83.001.2

Bocian, I., *Miloiu, G.* : **Calculus methods for the length along the teeth at gears with arc of circle as rack profile reference.**
1st Part : Practical method.
2nd Part : General method.

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 313

DC ; 621.833.001.2

Vlasie, Val., *Vogel, W.* : **Contributions to the calculus of gears carried out with protuberance tools.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 315

DC : 621.833.001.2

Gladcov, P. : **Generalized relation for teeth thickness of involute gears with straightline flanks.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 327

DC ; 621.835.2 ; 531.1

Raicu, A.: **Kynematical synthesis of mecanisms with different and banked cams.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 331

DC ; 531.1 ; 62−231.2

Moraru, V. : **Kynematical precission of kynematical rolling chains.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 334

DC ; 531.1

Moraru, V., *Panait, Gh.*, *Stroescu, Al.* : **Generation kynematics of involute teeth on non-circular basic curves.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 339

DC ; 621.831.001.2

Oprea, I. : **Contribution to the demonstration of the fundamental law of gearing.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, p. 344

Attention !
Foreign readers can subscribe through ILEXIM-Serviciul export-import, Calea Griviţei nr. 64—66, POB 2001, telex 011226, 7000 Bucureşti.

SOMMAIRE

CD ; 621.833.1.001

Elekes, C. : **Considérations sur la réversibilité des systèmes de détermination des dentures cylindriques droites.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 301

CD ; 621.83.001.2

Bocian, I., *Miloiu, G.* : **Méthode de calcul de la longueur de la denture des roues d'engrenage au profil de référence en arc de cercle.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 313

CD ; 621.833.001.2

Vlasie, Val., *Vogel, W.* : **Contributions au calcul des roues à la denture droite réalisée avec des outils à protubérance.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 315

CD ; 621.833.001.2

Gladcov, P. : **Relation généralisée pour le calcul de l'épaisseur des dents des roues d'engrenage au profil en développante, aux flancs rectilignes.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 327

CD ; 621.835.2 ; 531.1

Raicu, A. : **Synthèse cinématique des mécanismes aux cames différentes et montées parallélement.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 331

CD ; 531.1 ; 62−231.2

Moraru, V.: **Précision cinématique des chaines cynématiques de roulement.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 334

CD ; 531.1

Moraru, V., *Panait, Gh.*, *Stroescu, Al.* : **Cinématique de la réalisation des dentures en développante sur des courbes de base non-circulaires.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 339

CD ; 621.831.001.2

Oprea, I. : **Contribution à la démonstration de la loi fondamentale de l'engrenage.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 6, p. 344

Attention !
Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă Calea Griviţei nr. 64—66. POB 2001 ; telex : 011226 ; 7000 Bucureşti.

INHALTSVERZEICHNISS

DK ; 621.833.1.001

Elekeş, C.: **Betrachtungen über der Reversibilität der Ermittlungssystemen von zylindrischen Geradverzahnungen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 301

DK ; 621.83.001.2

Bocian, I., Miloiu, G. : **Ermittlungsmethoden der Länge über den Zähnen bei den Zahnräder mit Kreisbogen-Verteilungsprofil.**
1. Teil : Praktische Methode.
2. Teil : Allgemeine Methode.

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 313

DK ; 621.833.001.2

Vlasie, Val., Vogel, W. : **Beiträge zur Ermittlung der mit Werkzeugen mit Protuberanz erzengten Zahnräder.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 315

DK ; 621.833 ; 001.2

Gladcov, P.: **Verallgemeinertes Verhältniss für die Berechnung der Zahndicke bei Evolventen-Zahnräder mit rektilinearen Flanken.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 327

DK ; 621.835.2 ; 531.1

Raicu, A. : **Kynematische Synthese der Mechanismen mit unterschiedlichen und in Parallel montierten Nocken.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 331

DK ; 531.1 ; 62–231.2

Moraru, V. : **Kynematische Präzision der kynematischen Laufkette.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 334

DK ; 531.1

Moraru, V., Panait, Gh., Stroescu, Al. : **Generierungskynematik der Evolventen-Verzahnung auf nichtkreisförmigen Grundkurven.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 339

DK ; 621.831.001.2

Oprea, I.: **Beitrag zur Demonstration des Eingriffsgrundsatzes.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 6, S. 344

Achtung !

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM-Serviciul export-import, Calea Griviţei nr. 64—66, Postschliessfach 2001, Fernschreiben 011226, 7000 Bucureşti.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК 621.833.1.001

Елекеш, К.: **Рассмотрения в связи к обратимости систем для определения цилиндрических прямых зубцов.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, стр. 301

ДК 621.83.3001.2

Бочан, И., Милою, Г.: **Методы вычисления длины через зубами по зубчатым колесам со докладывающим профилью дугà круга.**
I-ая часть: Практический метод.
II-ая часть: Всеобщий метод.

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, стр. 313

ДК 621.833.001.2

Власие, Вал., Вогел, В.: **Вклады относящийся к вычислению зубчатых колёс обработанные с инструментами с протуберанцем.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, стр. 315

ДК 621.833.601.2

Гладков, П.: **Обобщённое соотношение для исчисления толщины зубов зубчатых эвольвентических колёс с прямолинейными боками.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, стр. 327

ДК 621.835.2: 531.1

Райку А.: **Кинематический синтез механизмов с разными кулаками и установленными паралельно.**

Construcţia de maşini, 28 28 (1976), nr. 6, стр. 331

ДК 521.1: 62–231.2

Морару, В.: **Кинематическая точность кинематических цепей для разбега.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr, 6 стр. 334

ДК 531.1
Морару, В., Панаит, Гх., Строеску, Ал.: **Кинематика рождения ряда эволвентических зубов на некруглых основных кривах.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, стр. 339

ДК 621.831.001.1
Опреа, И.: **Вклады на проявление основого закона сцепления.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 6, стр. 344

Внимание

Читатели иностранных стран могу абонироватьсяпри ILEXIM – serviciul export-import presă – Calea Griviţei nr. 64 – 66, P.O.B. 2001 telex 011226 – Bucureşti.

ANGRENAJE

CZ : 621.833.1.001

Considerații cu privire la reversibilitatea sistemelor de determinare a danturilor cilindrice drepte

Ing. Carol ELEKES – Întreprinderea de strunguri – Arad

Calitatea angrenajelor, caracterizată prin capacitate portantă ridicată, rezistență la oboseală, funcționare silențioasă etc., reclamă în primul rînd o precizie geometrică înaltă a danturilor. În tehnologia de execuție a danturilor se urmărește asigurarea unei interschimbabilități, ceea ce în cazul roților dințate este mai complicat decît în general la piese – contrapiese, deoarece este vorba de piese de același gen, a căror acțiune conjugată este supusă unor legi cinematice. Ele pot fi interschimbabile numai în cazul în care se ține seamă de toate mărimile geometrice determinate pentru condițiile de funcționare. Un ajustaj al angrenajului este caracterizat prin jocul dintre flancuri asigurat prin grosimea dintelui tolerat și distanța între axe, de asemenea tolerată. Calitatea angrenajelor depinde în mare măsură de sistemul de cotare (de determinare) a danturii și de posibilitățile de măsurare. Perfecționarea acestora duce în mod implicit la îmbunătățirea calității angrenajelor.

Controlul elementelor roților dințate poate fi :

– independent de axă sau controlul individual al danturii ;

– dependent de axă, incluzînd și erorile de excentricitate și de bătaie, fiind astfel mai aproape de condițiile concrete de funcționare.

Sistemele de cotare și de măsurare a danturilor, prin care se asigură parametrii geometrici-funcționali precum și jocurile dintre flancuri, sînt :

a) pentru danturi exterioare;

– lungimea peste *n* dinți (cel mai răspîndit) ;

– cota peste role ;

– coarda de divizare.

b) pentru danturi interioare;

– cota între role (cel mai răspîndit) ;

– coarda de divizare (foarte puțin răspîndită, se utilizează la roți dințate mari).

1. Sistemele de determinare a danturilor exterioare drepte

În diferitele faze tehnologice ale fabricării roților dințate și în exploatarea lor o importanță deosebită o are sistemul de cotare și de măsurare. Sistemul de determinare a danturii nu poate fi independent de procedeul tehnologic de execuție și de destinația funcțională a roților dințate. În această lucrare se propune găsirea unei concordanțe între sistemul de cotare și de măsurare a danturii roților dințate și cerințele funcțional-tehnologice ale acestora, iar în caz de nevoie, posibilitatea trecerii de la un sistem la altul. În fabricația roților dințate de foarte multe ori s-a dovedit utilă reversibilitatea sistemelor de cotare.

1.1. Determinarea lungimii peste n dinți

Metoda bazată pe măsurarea normalei comune la două flancuri antiomoloage a dinților (metoda Wildhaber), care este dreapta tangentă la cercul de bază, poate fi utilizată atît pentru roți cu dantură dreaptă și înclinată cît și pentru dantură nedeplasată și deplasată.

Pentru cazul particular al unei danturi zero, formula de calcul a lungimii peste n dinți este :

$$L_n = m \cos \alpha_0 \, [z \operatorname{inv} \alpha_0 + \pi (n - 0{,}5)] \ [\text{mm}] \quad (1)$$

Lungimea peste n dinţi în cazul danturilor deplasate are următoarea expresie:

$$L_n = m \cos \alpha_0 [z\, inv\, \alpha_0 + \pi (n - 0{,}5)] \pm$$
$$\pm 2\, m \xi \sin \alpha_0 \quad [\text{mm}] \qquad (2)$$

în care:

ζ este deplasarea specifică de profil,
α_0 — unghiul de angrenare a danturii zero,
Z — numărul de dinţi ai roţii,
n — numărul de dinţi peste care se efectuează măsurarea.

1.2. Determinarea cotei peste role

Grosimea dintelui poate fi determinată şi prin metode indirecte, cu ajutorul unor role introduse în dantura roţii.

Unghiul de angrenare corespunzător cercului care trece prin centrul roţii de măsurare (cu diametrul d_c) pentru o dantură zero este dat de relaţia:

$$inv\ \alpha_c = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c}{mz \cos \alpha_0} - \frac{\pi}{2\, z} \qquad (3)$$

În cazul danturilor deplasate formula generală de calcul a unghiului de angrenare α_c are următoarea formă:

$$inv\ \alpha_c = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c}{mZ \cos \alpha_0} \pm \frac{2\, \xi}{z} \operatorname{tg}\ \alpha_0 - \frac{\pi}{2\, z} \qquad (4)$$

Cunoscînd α_c se poate calcula raza cercului care trece prin centrul rolelor;

$$R_c = \frac{mz \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_c} \quad [\text{mm}]. \qquad (5)$$

Cota peste role se determină cu următoarele relaţii:

— pentru dantura dreaptă cu Z par:

$$C = \frac{mz \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} + d_c \qquad [\text{mm}] \qquad (6)$$

— pentru dantură dreaptă cu Z impar:

$$C = \frac{mz \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} \cdot \cos \frac{90°}{z} + d_c \qquad [\text{mm}] \qquad (7)$$

Din punctul de vedere al simplificării calculelor şi al măsurătorilor, poziţia cea mai favorabilă a rolei în dantură se asigură în cazul în care centrul ei se află pe cercul de divizare [10]. În acest caz diametrul rolei poartă denumirea de **diametrul cel mai favorabil**, devine independent de numărul de dinţi al roţii dinţate şi se creează posibilitatea de a controla cu un singur diametru al rolei toate roţile de acelaşi modul şi acelaşi unghi de angrenare de referinţă. Astfel, în cazul danturilor exterioare drepte şi cu profil deplasat diametrul rolei se calculează cu relaţia [10];

$$d_c = m \left(\frac{\pi}{2} - 2\, \xi \operatorname{tg}\ \alpha_0 \right) \cos \alpha_0. \quad [\text{mm}] \qquad (8)$$

În cazul danturilor zero rezultă:

$$d_c = \frac{\pi\, m}{2} \cos \alpha_0 = \frac{p_b}{2} \qquad [\text{mm}] \qquad (9)$$

La dantura exterioară dreaptă cu profil zero şi unghi de angrenare $\alpha_0 = 20°$ de multe ori se utilizează relaţia simplificată pentru calculul diametrului rolei [9];

$$d_c = 1{,}728\ \text{m} \quad [\text{mm}]\ (10).$$

La măsurarea cotei peste role o cerinţă suplimentară a diametrului rolei este ca la aşezarea ei în golul dintelui diametrul cercului tangent la role să fie mai mare ca diametrul exterior al roţii.

1.3. Influenţa variaţiei lungimii peste n dinţi asupra variaţiei cotei peste role şi invers

Problema directă.

În procesul de fabricaţie a iroţlor dinţate de multe ori este necesară cunoaşterea mărimii creşterii ΔC a cotei peste role C, ca urmare a creşterii lungimii peste n dinţi cu mărimea Δl_n (fig. 1).

Pentru o creştere a lungimii peste n dinţi ΔL, grosimea dintelui pe cercul de divizare va creşte cu cantitatea $\Delta S = \dfrac{\Delta L_n}{\cos \alpha}$, iar grosimea dintelui are următoarea valoare: (11)

$$S' = \frac{\Delta L_n}{\cos \alpha} + S \qquad [\text{mm}]. \qquad (12)$$

În cazul danturii zero grosimea dintelui pe cercul primitiv se calculează cu relaţia:

$$S' = \frac{\pi\, m}{2} + \frac{A L_n}{\cos \alpha_0} \qquad [\text{mm}]. \qquad (13)$$

Formula de calcul a unghiului de angrenare corespunzător razei centrului rolei (R'_c) modificat, datorită creşterii $\Delta\, L_n$, este:

$$inv\ \alpha'_c = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c + \Delta\, L_n}{mz \cos\ \alpha_0} - \frac{\pi}{2z} \qquad (14)$$

Pentru danturi deplasate formula generală de calcul a unghiului de angrenare este:

$$inv\ \alpha'_c = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c + \Delta\, L_n}{mz \cos\ \alpha_0} \pm \frac{2\xi}{z} \operatorname{tg}\ \alpha_0 - \frac{\pi}{2z} \qquad (15)$$

Rezultatele de mai sus concretizate în formulele (14), (15), se pot obţine şi pe baza egalităţii unghiurilor din figura 1.

$$\frac{\pi}{z} + inv\,\alpha_c' = \frac{s}{2\,R_d} + inv\,\alpha + \frac{\Delta\,L_n}{2\,Rb} + \delta \qquad (16)$$

a) *pozitivă*, cînd este vorba de prelucrarea roţilor dinţate;

— cu adaos de frezare $\Delta L_n = 2\ a_f$;
— cu adaos de rectificare $\Delta L_n = 2\ a_r$;
— cu adaos de şeveruire $\Delta L_n = 2_s\ a_s$.

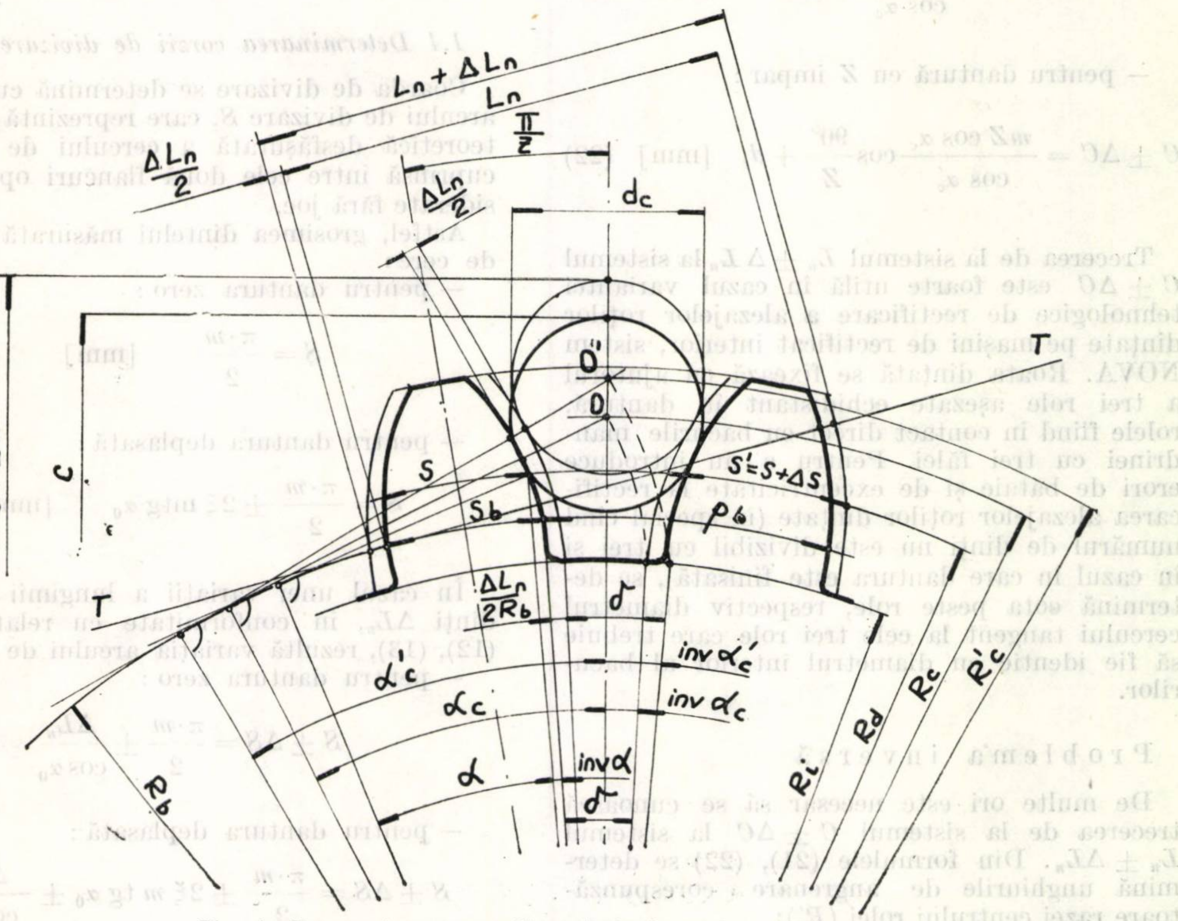


Fig. 1. Reprezentarea generală a danturilor exterioare drepte.

Similar cazurilor precedente, cota peste role aferentă creşterii lungimii peste n dinţi cu ΔL_n se calculează cu următoarele relaţii:

— pentru dantură dreaptă cu Z par:

$$C + \Delta C = \frac{mz\cos\alpha_0}{\cos\alpha_c'} + d_c \qquad [\text{mm}] \quad (17)$$

— pentru dantură dreaptă cu Z impar.

$$C + \Delta C = \frac{mZ\cos\alpha_0}{\cos\alpha_c'}\cdot\cos\frac{90^\circ}{z} + d_c \qquad [\text{mm}] \quad (18)$$

În cazul cel mai general, în tehnologia de fabricaţie a roţilor dinţate variaţia cotei peste n dinţi, ΔL_n, poate fi:

b) *negativă*, cînd este vorba de toleranţa de execuţie a lungimii peste n dinţi:

$$\Delta L_n = -\ TL_n$$

c) *zero*, pentru roţi dinţate finisate $\Delta L = 0$

Astfel, pentru o dantură dreaptă exterioară trecerea de la sistemul de cotare şi de măsurare, lungimea peste n dinţi, la sistemul cota peste role, se efectuează cu următoarele formule:

— în cazul danturii zero:

$$inv\ \alpha_c' = inv\,\alpha_0\frac{d_c \pm \Delta Ln}{mZ\cos\alpha_0} - \frac{\pi}{2Z} \qquad (19)$$

— în cazul danturii deplasate:

$$inv\ \alpha_c' = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c \pm \Delta L_n}{mZ\cos\alpha_0} \pm \frac{2\xi}{Z}\,\text{tg}\ \alpha_0 - \frac{\pi}{2Z} \qquad (20)$$

Cota peste role se determină după cum urmează:

— pentru dantura cu Z par:

$$C \pm \Delta C = \frac{mZ \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c'} + d_c \quad [\text{mm}] \quad (21)$$

— pentru dantură cu Z impar:

$$C \pm \Delta C = \frac{mZ \cos \alpha_c}{\cos \alpha_c'} \cos \frac{90^\circ}{Z} + d_c \quad [\text{mm}] \quad (22)$$

Trecerea de la sistemul $L_n \pm \Delta L_n$ la sistemul $C \pm \Delta C$ este foarte utilă în cazul variantei tehnologice de rectificare a alezajelor roţilor dinţate pe maşini de rectificat interior, sistem NOVA. Roata dinţată se fixează cu ajutorul a trei role aşezate echidistant în dantură, rolele fiind în contact direct cu bacurile mandrinei cu trei fălci. Pentru a nu introduce erori de bătaie şi de excentricitate la rectificarea alezajelor roţilor dinţate (în special cînd numărul de dinţi nu este divizibil cu trei şi în cazul în care dantura este finisată), se determină cota peste role, respectiv diametrul cercului tangent la cele trei role care trebuie să fie identic cu diametrul interior al bacurilor.

Problema inversă

De multe ori este necesar să se cunoască trecerea de la sistemul $C \pm \Delta C$ la sistemul $L_n \pm \Delta L_n$. Din formulele (21), (22) se determină unghiurile de angrenare corespunzătoare razei centrului rolei (R_c'):

— pentru dantură cu Z par:

$$\alpha_c' = \text{arc cos} \frac{mZ \cos \alpha_0}{C \pm \Delta C - d_c} \quad [^\circ] \quad (23)$$

— pentru dantură cu Z impar;

$$\alpha_c' = \text{arc cos} \left(\frac{mZ \cos \alpha_0}{C \pm \Delta C - d_c} \cos \frac{90^\circ}{Z} \right) \quad [^\circ] \quad (24)$$

Din formulele (19), (20) rezultă variaţia lungimii peste n dinţi:

— în cazul danturii zero:

$$\pm \Delta l_n = mZ \cos \alpha_0 \left(inv\ \alpha_c' - inv\ \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} \right) - d_c \quad [\text{mm}] \quad (25)$$

— în cazul danturii deplasate:

$$\pm \Delta l_n = mZ \cos \alpha_0 \left(inv\ \alpha_c' - inv\ \alpha_0 \pm \frac{2\xi}{Z} \text{tg}\ \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} \right) - d_c \quad (26)$$

1.4 *Determinarea corzii de divizare*

Coarda de divizare se determină cu ajutorul arcului de divizare S, care reprezintă lungimea teoretică desfăşurată a cercului de divizare, cuprinsă între cele două flancuri opuse, considerate fără joc.

Astfel, grosimea dintelui măsurată pe arcul de cerc:

— pentru dantura zero:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad [\text{mm}] \quad (27)$$

— pentru dantura deplasată:

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2} \pm 2\xi\ m\text{tg}\ \alpha_0 \quad [\text{mm}]\cdot \quad (28)$$

În cazul unei variaţii a lungimii peste n dinţi ΔL_n, în conformitate cu relaţiile (11), (12), (13), rezultă variaţia arcului de divizare;

— pentru dantura zero:

$$S \pm \Delta S = \frac{\pi \cdot m}{2} \pm \frac{\Delta L_n}{\cos \alpha_0}$$

— pentru dantura deplasată:

$$S \pm \Delta S = \frac{\pi \cdot m}{2} \pm 2\xi\ m\ \text{tg}\ \alpha_0 \pm \frac{\Delta L_n}{\cos \alpha_0}$$

Coarda de divizare se determină cu ajutorul relaţiei:

$$G = 2Rd \sin \varphi_2 = m \cdot Z \sin \varphi_2 \quad [\text{mm}] \quad (29)$$

unde semiunghiul la centru φ_2, exprimat în radiani, este egal cu:

— la dantura zero:

$$\varphi_2 = \frac{S}{2Rd} = \frac{\frac{\pi \cdot m}{2}}{m \cdot Z} = \frac{\pi}{2Z} \quad [\text{radiani}] \quad (30)$$

— la dantura deplasată:

$$\varphi_2 = \frac{S}{2\ Rd} = \frac{\frac{\pi \cdot m}{2} \pm 2\xi\ m\text{tg}\ \alpha_0}{m \cdot z} = \frac{\pi}{2Z} \pm \frac{2\xi\ \text{tg}\ \alpha_0}{Z} \quad [\text{radiani}] \quad (31)$$

Pentru semiunghiul la centru, în grade, rezultă:

— la dantura zero:

$$\varphi^{\circ}_{\frac{}{2}}=\frac{180^{\circ}}{\pi}\cdot\frac{\pi}{2Z}=57{,}29578\,\frac{\pi}{2Z}\,[^{\circ}] \qquad (32)$$

— la dantura deplasată:

$$\varphi^{\circ}_{\frac{}{2}}=\frac{180^{\circ}}{\pi}\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)=$$

$$=57{,}29578\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)[^{\circ}]\cdot \qquad (33)$$

Înălţimea la coarda de divizare este dată de relaţia:

$$K_d=h_1+R_d(1-\cos\varphi_{\frac{}{2}})\ [\mathrm{mm}] \qquad (34)$$

Pentru dantura zero $(h=f_0.m)$ rezultă:

$$K_d=m\left[f_0+\frac{Z}{2}(1-\cos\varphi_{\frac{}{2}})\right][\mathrm{mm}] \qquad (35)$$

iar pentru dantura deplasată:

$$(h_1=f_0\cdot m\pm\xi\cdot m);$$

$$K_d=m\left[f_0+\frac{Z}{2}(1-\cos\varphi_{\frac{}{2}})\pm\xi\right][\mathrm{mm}] \qquad (36)$$

în care semiunghiul la centru se determină conform relaţiilor (32) respectiv (33), în funcţie de dantură, care poate fi zero sau deplasată.

În cazul înălţimii normale a capului dintelui $f_0=1$, înălţimea la coarda de divizare rezultă:

— pentru dantura zero:

$$K_d=m\left[1+\frac{Z}{2}\left((1-\cos 57{,}29578\,\frac{\pi}{2Z}\right)\right]\ [\mathrm{mm}] \qquad (37)$$

— pentru dantura deplasată:

$$K_d=m\left\{1+\frac{Z}{2}\left[1-\cos 57{,}29578\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\right.\right.\right.$$

$$\left.\left.\left.\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)\right]\pm\xi\right\}\ [\mathrm{mm}] \qquad (38)$$

1.5. Influenţa variaţiei lungimii peste n dinţi asupra variaţiei corzii de divizare şi invers

Problema directă

De multe ori în fabricaţia roţilor dinţate este necesară cunoaşterea mărimii variaţiei ΔS a grosimii dintelui pe arcul de divizare S, în funcţie de variaţia lungimii peste n dinţi ΔL_n (fig. 1). Conform figurii 1, variaţia grosimii dintelui pe cercul de divizare în funcţie de variaţia plus-minus a lungimii peste n dinţi este dată de relaţiile (11), (12), iar variaţia unghiulară în radiani conform (30), (31) rezultă:

— pentru dantură zero:

$$\varphi_{\frac{}{2}}=\frac{S'}{2R_d}=\frac{S\pm\Delta S}{2R_d}=\frac{\dfrac{\pi\cdot m}{2}\pm\dfrac{\Delta L_n}{\cos\alpha_0}}{m\cdot z}=$$

$$=\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{\Delta L_n}{mZ\cos\alpha_0}\quad[\text{radiani}] \qquad (39)$$

— pentru dantura deplasată:

$$\varphi_{\frac{}{2}}=\frac{S'}{2R_d}=\frac{\dfrac{\pi\cdot m}{2}\pm\dfrac{\Delta L_n}{\cos\alpha_0}\pm 2\xi\, m\operatorname{tg}\alpha_0}{m\cdot Z}=$$

$$=\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{\Delta L_n}{m\cdot Z\cos\alpha_0}\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\quad[\text{radiani}]. \qquad (40)$$

Semiunghiurile la centru exprimate în grade:

— pentru dantura zero:

$$\varphi^{\circ}_{\frac{}{2}}=\frac{180^{\circ}}{\pi}\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{\Delta L_n}{m.Z\cos\alpha_0}\right)=$$

$$=57{,}29578\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{\Delta L_n}{mZ\cos\alpha_0}\right)[^{\circ}] \qquad (41)$$

— pentru dantura deplasată:

$$\varphi^{\circ}_{\frac{}{2}}=\frac{180^{\circ}}{\pi}\left(\frac{\pi}{2Z}\pm\frac{\Delta L_n}{mZ\cos\alpha_0}\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)=$$

$$=57{,}29578\left(\frac{\pi}{2Z}+\frac{\Delta L_n}{mZ\cos\alpha_0}\pm\frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)[^{\circ}]\cdot \qquad (42)$$

Înlocuind valorile semiunghiurilor din (41) respectiv (42) în relaţiile (29) şi (34), se obţine expresia corzii de divizare şi a înălţimii la coarda de divizare în funcţie de variaţia lungimii peste n dinţi.

Expresia generală a corzii de divizare:

— pentru dantura zero:

$$G \pm \Delta G = mZ \sin 57{,}29578 \left(\frac{\pi}{2Z} + \frac{\Delta L_n}{mZ \cos \alpha_0}\right) [\text{mm}] \tag{43}$$

— pentru dantura deplasată:

$$G \pm \Delta G = mZ \sin 57{,}29578 \left(\frac{\pi}{2Z} \pm \pm \frac{\Delta L_n}{mZ \cos \alpha_0} \pm \frac{2\xi \operatorname{tg} \alpha_0}{Z}\right) [\text{mm}] \tag{44}$$

În cazul înălţimii normale a capului dintelui $f_0 = 1$, expresia înălţimii la coarda de divizare:

— pentru dantura zero este:

$$K_d \pm \Delta K_d = m\left\{1 + \frac{Z}{2}\left[1 - \cos 57{,}29578 \left(\frac{\pi}{2Z} \pm \frac{\Delta L_n}{mZ \cos \alpha_0}\right)\right]\right\} [\text{mm}] \tag{45}$$

— pentru dantura deplasată este:

$$K_d \mp \Delta K_d = m\left\{1 + \frac{Z}{2}\left[1 - \cos 57{,}29578 \left(\frac{\pi}{2Z} \pm \pm \frac{\Delta L_n}{mZ \cos \alpha_0} \pm \frac{2\xi \operatorname{tg} \alpha_0}{Z}\right)\right] \pm \xi\right\} [\text{mm}] \tag{46}$$

Astfel, trecerea de la sistemul $Ln \pm \Delta Ln$ la sistemul $G \pm \Delta G$, se efectuează cu ajutorul formulelor de transformare (43), (44), (45), (46).

Problema inversă

Exemplificînd formulele de transformare (43), (44), (45), (46), pentru variaţia lungimii peste *n* dinţi ΔLn, se obţine trecerea de la sistemul $G \pm \Delta G$ la sistemul $Ln - \Delta Ln$.

1.6. Discuţia sistemelor de cotare

În scopul asigurării jocului optim dintre flancurile angrenajelor şi a distanţei între axe se recomandă utilizarea sistemului de cotare a lungimii peste *n* dinţi pentru măsurarea grosimii dinţilor, care prezintă următoarele avantaje faţă de toate celelalte sisteme:

— metoda bazată pe măsurarea normalei comune la două flancuri neomoloage (metoda Wildhaber), care este tangentă la cercul de bază; poate fi utilizată atît pentru roţi cu dantură dreaptă şi înclinată cît şi pentru dantură zero şi deplasată;

— lungimea peste *n* dinţi se măsoară fără bază de aşezare, flancurile dinţilor formînd suprafeţele de măsurare, astfel încît rezultatul măsurătorilor rămîne neinfluenţat de imprecizia diametrului cercului exterior a roţii;

— direcţia de măsurare fiind perpendiculară pe flancurile roţii, erorile sistematice de măsurare sînt minime;

— metoda de măsurare a normalei comune constituie în acelaşi timp şi o verificare complexă a roţilor dinţate, incluzînd erorile grosimii dinţilor, diferenţa paşilor circulari învecinaţi, erorile de profil şi erorile cumulate de pas;

— abaterile normalei comune se obţin ca un rezultat al erorii sculei, a aşezării sale şi a erorii cinematice a maşinii;

— fiind situate de-a lungul liniei de angrenare, toleranţa lungimii peste *n* dinţi, jocurile dintre flancuri, adaosurile de prelucrare (frezare, rectificare şi şeveruire) — toate aceste mărimi — sînt coliniare;

— cunoscînd abaterea inferioară a dimensiunii nominale a lungimii peste *n* dinţi, se poate calcula jocul dintre flancuri;

— adaosurile de prelucrare (frezare, rectificare şi şeveruire) şi lungimea peste *n* dinţi fiind mărimi coliniare, ele se adună algebric, uşurînd astfel calculele tehnologice;

— în cazul prelucrării roţilor dinţate cu freze melc sau cuţite-roată se recomandă măsurarea lungimii normalei comune, deoarece jumătate din abaterea ei superioară reprezintă adaosul de prelucrare.

Formula de calcul a lungimii peste *n* dinţi în cazul executării roţilor dinţate cu adaos de prelucrare pe flancuri are următoarea formă (fig. 2).

$$Ln = (Ln + 2a) - T_L \text{ mm} \tag{47}$$

în care:

a este adaosul de prelucrare (în funcţie de tehnologia aplicată, şi care poate fi:

a_f — adaosul de frezare;

a_r — adaosul de rectificare;

a_s — adaosul de şeveruire sau

a = 0, prelucrarea de finisare);

TL — toleranţa de execuţie.

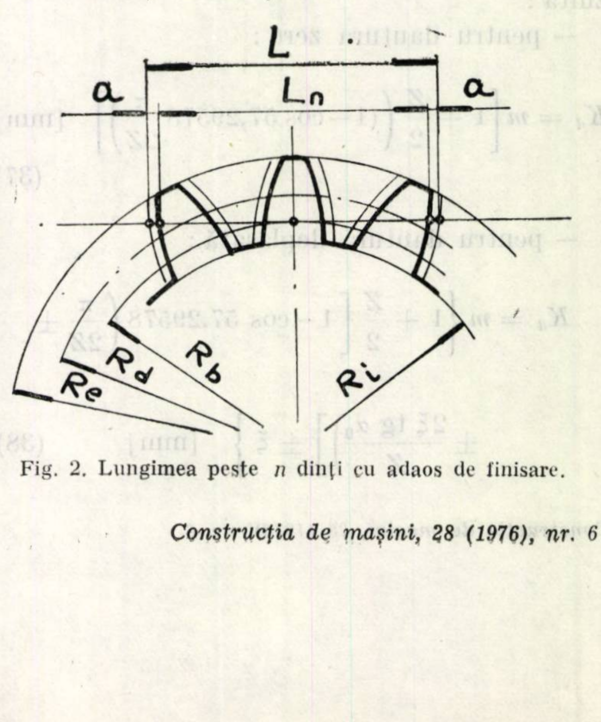


Fig. 2. Lungimea peste *n* dinţi cu adaos de finisare.

Exemplu

Dantura exterioară dreaptă a unei roţi dinţate cu parametrii $m = 2$; $Z = 31$; $\xi = 0,065$, şi avînd cremaliera de referinţă 20°—1— 0,25, se execută prin frezare cu freză melc-modul, realizînd un adaos de rectificare pe flancuri de $a_r = 0,150$ mm.

Toleranţa de execuţie a lungimii normale comune cu adaos de rectificare $TL_r = -0,050$mm.

În scopul efectuării măsurătorilor după operaţia de frezare şi a continuării prelucrării roţii dinţate se cere:

— lungimea peste n dinţi (fig. 3);

— dimensiunea nominală şi toleranţa diametrului cercului tangenţial la cele trei role (fig. 3) aşezate în dantură (aproximativ echidistant) necesare fixării roţii dinţate în raport cu mandrina cu trei fălci, în vederea rectificării alezajului roţii pe maşina de rectificat interior sistem NOVA;

— dimensiunea nominală şi toleranţa corzii de divizare;

— dimensiunea şi toleranţa arcului de divizare.

Rezolvare

a) Determinarea lungimii peste n dinţi.

— numărul de dinţi peste care se efectuează măsurarea se calculează cu relaţia:

$$n = \frac{\alpha_0}{180°} Z + 0,5 = \frac{20}{180°} 31 + 0,5 \cong 3,94 \quad n = 4$$

(ceea ce rezultă şi din tabel).

— lungimea peste n dinţi fără adaos de rectificare se calculează cu relaţia (2):

$$L_n = m \cos \alpha_0 [Z \operatorname{inv} \alpha_0 + \pi (n - 0,5)] + 2\, m \xi \sin \alpha_0$$

— după înlocuiri rezultă:

$$L_4 = 2 \cdot \cos 20° \, [31 \cdot inv\, 20° + 3,14159\, (4 - 0,5)] + \\ + 2 \cdot 2 \cdot 0,065 \sin 280° = 21,622088$$

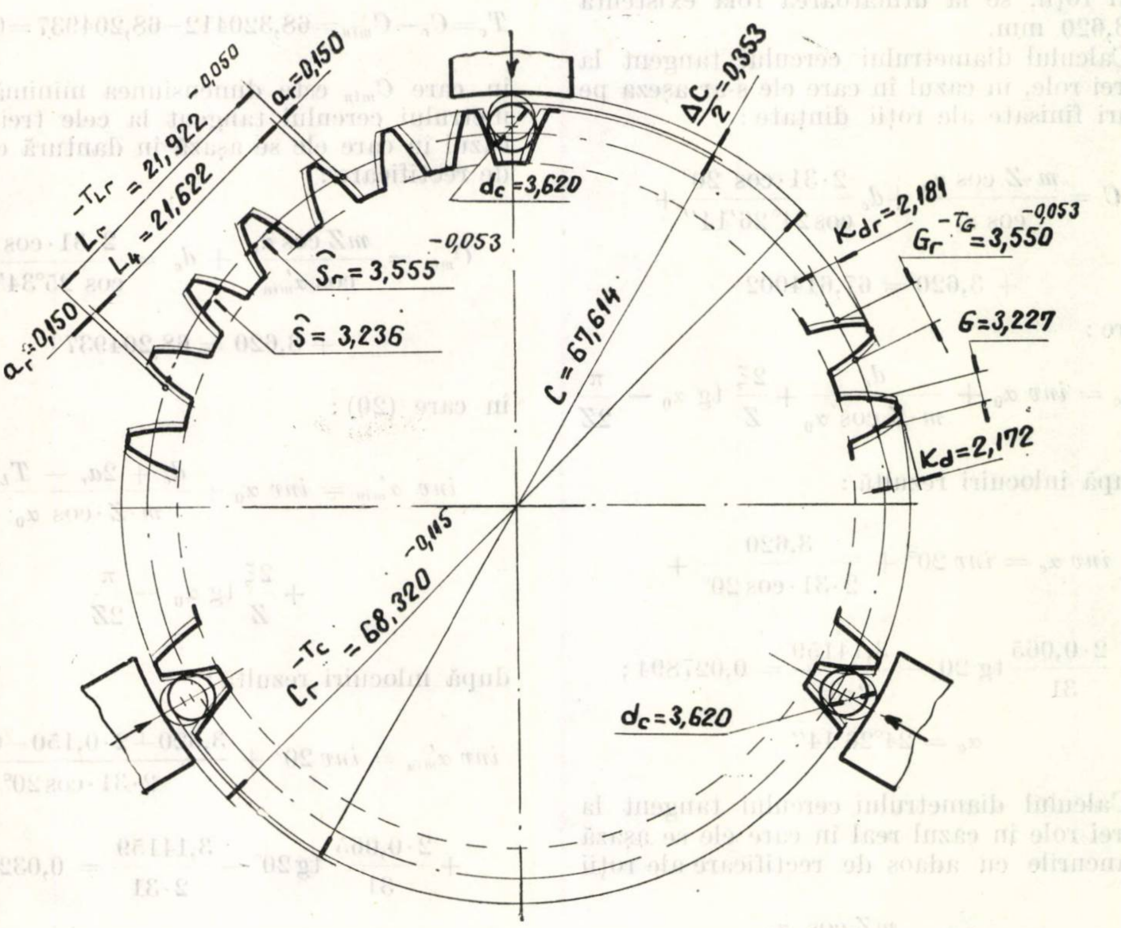


Fig. 3. Figura pentru exemplul numeric.

— lungimea peste patru dinţi, cu adaos de rectificare, se calculează cu relaţia (47):

$$L_r = L_4 + 2a_r = 21,622088 + 2 \cdot 0,150 = 21,922088$$

b) Determinarea dimensiunii nominale şi a toleranţei diametrului cercului tangent la cele trei role (diametrul interior al bacurilor).

Deoarece numărul de dinţi ai roţii nu este divizibil cu trei, cele trei role fiind aproximativ echidistante, pentru a nu introduce erori de bătaie şi de excentricitate la rectificarea alezajului roţii dinţate, este necesar ca suprafeţele de strîngere a bacurilor mandrinei cu trei fălci să fie rectificate la diametrul cercului tangent la cele trei role.

— Calculul diametrului rolei (8):

$$d_c = m\left(\frac{\pi}{2} - 2\xi \operatorname{tg} \alpha_0\right)\cos \alpha_0 =$$

$$= 2\left(\frac{3{,}14159}{2} - 2\cdot 0{,}065 \operatorname{tg} 20^\circ\right)\cos 20^\circ = 2{,}863195$$

Pentru ca diametrul cercului tangent la cele trei role să fie mai mare ca diametrul exterior al roţii, se ia următoarea rolă existentă $d_c = 3{,}620$ mm.

— Calculul diametrului cercului tangent la cele trei role, în cazul în care ele s-ar aşeza pe flancuri finisate ale roţii dinţate:

$$C = \frac{m\cdot Z \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} + d_c \frac{2\cdot 31\cdot \cos\ 20^\circ}{\cos 24^\circ 26'14''} +$$

$$+\ 3{,}620 = 67{,}614002$$

în care:

$$inv\ \alpha_c = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c}{m\cdot Z \cos \alpha_0} + \frac{2\xi}{Z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{\pi}{2Z}$$

iar după înlocuiri rezultă:

$$inv\ \alpha_c = inv\ 20^\circ + \frac{3{,}620}{2\cdot 31\cdot \cos 20^\circ} +$$

$$+ \frac{2\cdot 0{,}065}{31} \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{3{,}14159}{2\cdot 31} = 0{,}027894;$$

$$\alpha_c = 24^\circ 26'14''$$

— Calculul diametrului cercului tangent la cele trei role în cazul real în care ele se aşază pe flancurile cu adaos de rectificare ale roţii (21);

$$C_r = C + \Delta C = \frac{mZ \cos\ \alpha_0}{\cos\ \alpha_c'} + d_c =$$

$$= \frac{2\cdot 31 \cos 20^\circ}{\cos 25^\circ 46'49''} + 3{,}620 = 68{,}320412$$

în care (20):

$$inv\ \alpha_c' = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c + 2\,a_r}{mZ \cos \alpha_0} + \frac{2\xi}{Z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{\pi}{2Z}$$

după înlocuiri rezultă:

$$inv\ \alpha_c' = inv\ 20^\circ + \frac{3{,}620 + 2\cdot 0{,}150}{2\cdot 31\cdot \cos 20^\circ} +$$

$$+ \frac{2\cdot 0{,}065}{31} \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{3{,}14159}{2\cdot 31} = 0{,}033043;$$

$$\alpha_c' = 25^\circ 46'49''$$

Diferenţa dintre diametrele celor două cercuri reprezintă creşterea cotei peste role:

$$\Delta C = C_r - C = 68{,}320412 - 67{,}614002 = 0{,}706410$$

Toleranţa diametrului cercului tangent la cele trei role se calculează cu relaţia:

$$T_c = C_r - C_{min} = 68{,}320412 - 68{,}204937 = 0{,}115475$$

în care C_{min} este dimensiunea minimă a diametrului cercului tangent la cele trei role în cazul în care ele se aşază în dantură cu adaos de rectificare:

$$C_{min} = \frac{mZ \cos \alpha_0}{\cos \alpha_{min}'} + d_c = \frac{2\cdot 31\cdot \cos\ 20^\circ}{\cos\ 25^\circ 34'03''} +$$

$$+\ 3{,}620 = 68{,}204937$$

în care (20):

$$inv\ \alpha_{min}' = inv\ \alpha_0 + \frac{d_c + 2a_r - T_{Lr}}{m\cdot Z\cdot \cos\ \alpha_0} +$$

$$+ \frac{2\xi}{Z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{\pi}{2Z}$$

după înlocuiri rezultă:

$$inv\ \alpha_{min}' = inv\ 20^\circ + \frac{3{,}620 + 2\cdot 0{,}150 - 0{,}050}{2\cdot 31\cdot \cos 20^\circ} +$$

$$+ \frac{2\cdot 0{,}065}{31} \operatorname{tg} 20^\circ - \frac{3{,}14159}{2\cdot 31} = 0{,}032185$$

$$\alpha_{min}' = 25^\circ 34'03''$$

c) Determinarea dimensiunii nominale şi a toleranţei corzii de divizare:

— dimensiunea corzii de divizare fără adaos de rectificare se calculează cu ajutorul relaţiilor (29), (33):

$$G = m\cdot Z \sin \varphi_2 = 2\cdot 31 \sin 2^\circ 59'26'' = 3{,}22710$$

în care :

$$\varphi_2 = 57,29578\left(\frac{\pi}{2Z} + \frac{2\xi \operatorname{tg} \alpha_0}{Z}\right) =$$

$$= 57,29578\left(\frac{3,14159}{2\cdot 31} + \frac{2\cdot 0,065\cdot \operatorname{tg} 20°}{31}\right) = 2,99061.$$

În acest caz înălţimea la coarda de divizare se calculează cu relaţia (38) :

$$K_d = m\left\{1 + \frac{Z}{2}\left[1 - \cos 57,29578\left(\frac{\pi}{2Z} + \frac{2\xi \operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)\right] + \xi\right\}$$

după înlocuiri rezultă :

$$K_d = 2\left\{1 + \frac{31}{2}\left[1 - \cos 57,29578\left(\frac{3,14159}{2\cdot 31} + \frac{2\cdot 0,065\cdot \operatorname{tg} 20°}{31}\right)\right] + 0,065\right\}$$

$$K_d = 2,17247$$

dimensiunea corzii de divizare cu adaos de rectificare se calculează cu relaţia (44) :

$$G_r = G + \Delta G = m\cdot Z \sin 57,29578\left(\frac{\pi}{2Z} + \frac{2\,a_r}{mZ\cos\alpha_0} + \frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)$$

după înlocuiri rezultă :

$$G_r = 2\cdot 31 \sin 57,29578\left(\frac{3,14159}{2\cdot 31} + \frac{2\cdot 0,150}{2\cdot 3\cdot \cos 20°} + \frac{2\cdot 0,065 \operatorname{tg} 20}{31}\right) = 3,55012$$

— înălţimea la coarda de divizare cu adaos de rectificare pe flancuri se calculează cu relaţia (46) :

$$K_{d_r} = K_d + \Delta K_d = m\left\{1 + \frac{Z}{2}\left[1 - \cos 57,29578\left(\frac{\pi}{2Z} + \frac{2\,a_r}{mZ\cos\alpha_0} + \frac{2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{Z}\right)\right] + \xi\right\}$$

— după înlocuiri rezultă :

$$K_{d_r} = 2\left\{1 + \frac{31}{2}\left[1 - \cos 57,29578\left(\frac{3,14159}{2\cdot 31} + \frac{2\cdot 0,150}{2\cdot 31\cdot\cos 20°} + \frac{2\cdot 0,065 \operatorname{tg} 20°}{31}\right)\right] + 0,065\right\}$$

$$K_{d_r} = 2,18102$$

— toleranţa corzii de divizare se calculează cu relaţia (12) :

$$T_G = \frac{T_{Lr}}{\cos\alpha_0} = \frac{0,050}{\cos 20°} = 0,053209$$

d) Determinarea dimensiunii nominale şi a toleranţei arcului de divizare :

— în cazul danturii fără adaos de rectificare :

$$S = \frac{m\pi}{2} + 2\xi m \operatorname{tg}\alpha_0 = \frac{2\cdot 3,14159}{2} + 2\cdot 0,065\cdot 2\cdot \operatorname{tg} 20° = 3,23622$$

— în cazul danturii cu adaos de rectificare :

$$S + \Delta S = \frac{m\pi}{2} + 2\xi\, m\operatorname{tg}\alpha_0 + \frac{2d_r}{\cos\alpha_0} = 3,23622 + \frac{2.0,150}{\cos 20°} = 3,555476$$

— toleranţa arcului de divizare :

$$T_S = \frac{T_{Lr}}{\cos\alpha_0} = \frac{0,050}{\cos 20°} = 0,053209$$

În final, dantura roţii dinţate cu adaos de rectificare pe flancuri este determinată în următoarele sisteme (fig. 3) şi anume :

— lungimea peste patru dinţi :

$$L_r = [L_4 + 2\,a_r] - T_{Lr} = 21,922^{-0,050}\ [\text{mm}]$$

— cota peste role :

$$C_r = [C + \Delta C] - T_c = 68,320^{-0,115}\ [\text{mm}]$$

— coarda de divizare :

$$G_r = [G + \Delta G] - T_G = 3,550^{-0,053}\ [\text{mm}]$$

— arcul de divizare :

$$S_r = [S + \Delta S] - T_S = 3,555^{-0,053}\ [\text{mm}]$$

Se observă că, la sistemul de cotare prin lungimea peste patru dinți, jumătatea variației acestuia $\Delta L_{r4} = 2a_r = 2.0,150 = 0,300$ reprezintă tocmai adaosul de rectificare pe flanc, ceea ce ușurează calculele tehnologice și proiectarea sculelor pentru danturare (în cazul prelucrărilor cu freze-melc-modul, cu cuțit-roată etc.).

2. Sistemele de determinare a danturilor interioare drepte

Grosimea dintelui poate fi determinată în mod indirect cu ajutorul a două role introduse în dantura roții. Cota între role se deduce din figura 4.

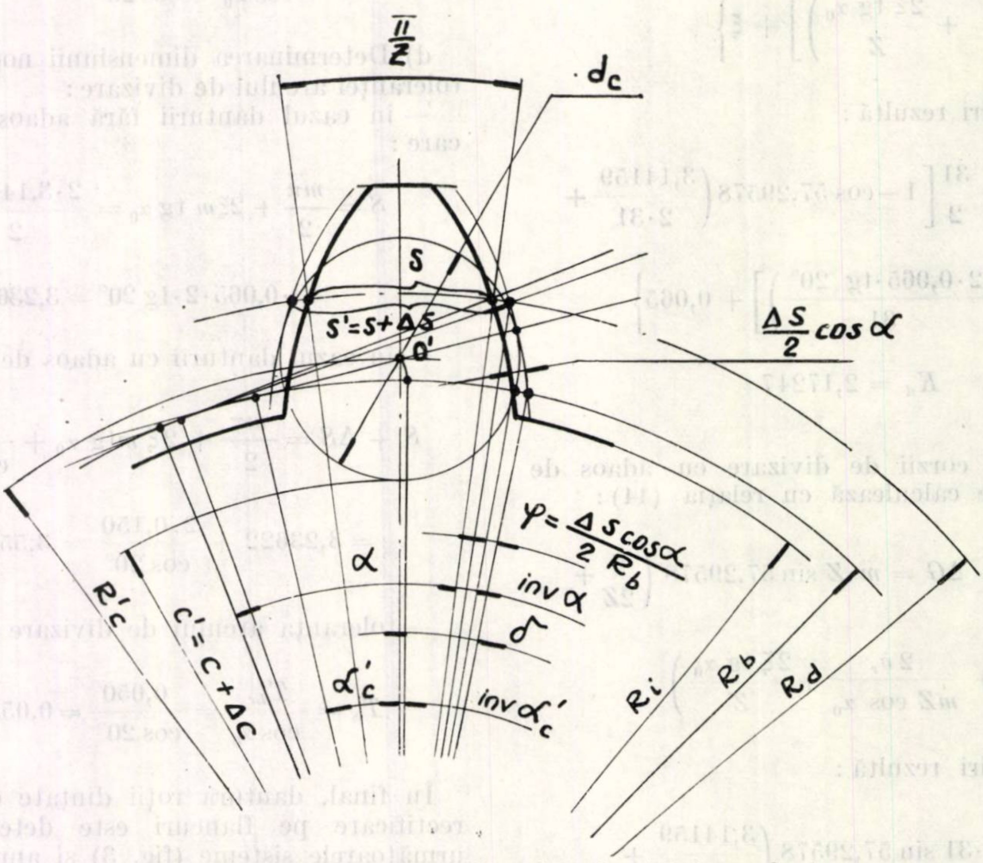


Fig. 4. Reprezentarea generală a danturilor interioare drepte.

2.1. Determinarea cotei între role

Tratînd problema în cazul general, cînd asupra arcului de divizare S se aplică o creștere ΔS, rezultă:

$$S' = S + \Delta S \quad [\text{mm}] \qquad (48)$$

Scriind relația unghiulară [15] rezultă:

$$inv\,\alpha + \frac{\pi}{Z} + \varphi = \delta + inv\,\alpha'_c + \frac{S}{2Rd} \qquad (49)$$

în care:

$$\varphi = \frac{\Delta S \cos\alpha}{2\,Rb}; \qquad \delta = \frac{d}{2\,Rb}$$

În cazul danturii zero și explicînd relația (49) pentru $inv\ \alpha'_c$ rezultă unghiul de angrenare corespunzător razei centrului rolei (R'_c);

$$inv\ \alpha'_c = inv\,\alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} + \frac{\Delta S}{mZ} - \frac{d_c}{mZ\cos\alpha_0} \qquad (50)$$

Transformînd creșterea într-o variație a arcului de divizare, unghiul de angrenare corespunzător razei centrului rolei rezultă:

— pentru dantura zero:

$$inv\ \alpha_c = inv\ \alpha + \frac{\pi}{2Z} \pm \frac{\Delta S}{mZ} - \frac{d_c}{mZ\cos\alpha_0} \qquad (51)$$

— pentru dantura deplasată:

$$inv\ \alpha'_c = inv\ \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} \pm \frac{\Delta S}{mZ} \pm \frac{2}{Z}\,\text{tg}\,\alpha_0 - \frac{d_c}{mZ\cos\alpha_0} \qquad (52)$$

Pentru cazul particular $S = \frac{\pi \cdot m}{2}$ respectiv $\Delta S = 0$, se obțin formulele cunoscute:

— în cazul danturii zero :

$$inv\, \alpha_c = inv\, \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} - \frac{d_c}{mZ \cos \alpha_0} \quad (53)$$

— în cazul danturii deplasate :

$$inv\; \alpha_c = inv\, \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} \pm \frac{2\xi}{Z} \operatorname{tg} \alpha_0 - \frac{d_c}{mZ \cos \alpha_0} \quad (54)$$

cunoscînd α_c' (respectiv α_c), se poate calcula raza cercului care trece prin centrul rolei R_c' (respectiv R_c) :

$$R_c' = \frac{mZ \cdot \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_c'} \quad (55)$$

$$R_c = \frac{mZ \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_c} \quad (56)$$

cota între role se determină cu următoarele relații :

a) *în cazul variației arcului de divizare :*

— pentru dantură cu Z par :

$$C \pm \Delta C = \frac{m \cdot Z \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c'} - d_c \ \text{[mm]} \quad (57)$$

— pentru dantură dreaptă cu Z impar ;

$$C \pm \Delta C = \frac{m \cdot Z \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c'} \cos \frac{90^\circ}{Z} - d_c \ \text{[mm]} \quad (58)$$

b) *fără variația arcului de divizare :*

— pentru dantură dreaptă cu Z par :

$$C = \frac{m \cdot Z \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} - dc \ \text{[mm]} \quad (59)$$

— pentru dantura dreaptă cu Z impar :

$$C = \frac{m \cdot Z \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} \cos \frac{90^\circ}{Z} - d_c \ \text{[mm]} \quad (60)$$

În cazul danturilor interioare drepte și cu profil deplasat, diametrul rolei se calculează cu relația [10] :

$$d_c = m \left(\frac{\pi}{2} + 2\, \xi \operatorname{tg} \alpha_0 \right) \cos \alpha_0 \ \text{[mm]} \quad (61)$$

În cazul danturii zero rezultă :

$$d_c = \frac{2}{m\pi} \cos \alpha_0 = \frac{P_b}{2} \ \text{[mm]} \quad (62)$$

La dantura dreaptă interioară cu profil zero cu unghi de angrenare $\alpha_0 = 20^\circ$, de multe ori se utilizează relația simplificată pentru calculul diametrului rolei [9] :

$$d_c = 1{,}440 \text{ m [mm]} \quad (63)$$

La dantura interioară, metoda de măsurare a corzii dintelui nu este indicată, neputînd fi realizată rațional și cu suficientă precizie, de aceea la aceste danturi se recurge aproape exclusiv la metoda de măsurare între role.

Exemplu

Se dă o dantură interioară zero cu următorii parametri : $m = 2{,}5$; $Z = 40$ și avînd cremaliera de referință 20° — 1 — 0,25. Executînd dantura cu cuțit-roată, se realizează o grosime mărită a golului dintelui pe cercul primitiv cu $\Delta S = 0{,}250$ mm față de grosimea normală :

$$S = \frac{\pi \cdot m}{2}$$

Se cere determinarea cotei între role.

Rezolvare :

Calculul diametrului rolei :

$$d_c = 1{,}440 \cdot m = 1{,}440 \cdot 2{,}5 = 3{,}60$$

rola existentă $d_c = 3{,}620$ mm.

Determinarea cotei între role în cazul grosimii normale a golului dintelui :

$$C = \frac{m \cdot Z \cdot \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c} - d_c = \frac{2{,}5 \cdot 40 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 20^\circ 19'00''} - 3{,}620 = 96{,}582603$$

unde :

$$inv\, \alpha_c = inv\, \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} - \frac{d_c}{mZ \cos \alpha_0} =$$

$$= inv\, 20^\circ + \frac{3{,}14159}{2 \cdot 40} - \frac{3{,}620}{2{,}5 \cdot 40 \cdot \cos 20^\circ} =$$

$$= 0{,}015650 \ ; \ \varkappa_c = 20^\circ 19'00''$$

Determinarea cotei între role pentru grosimea mărită a golului dintelui :

$$C' = C + \Delta C = \frac{m \cdot Z \cos \alpha_0}{\cos \alpha_c'} - d_c =$$

$$= \frac{2{,}5 \cdot 40 \cdot \cos 20^\circ}{\cos 21^\circ 18'29''} - 3{,}620 = 97{,}24467$$

unde :

$$inv\ \alpha_c' = inv\ \alpha_0 + \frac{\pi}{2Z} + \frac{\Delta S}{mZ} - \frac{d_c}{mZ\cos\alpha_0} =$$

$$= inv\ 20^\circ + \frac{3{,}14159}{2\cdot 40} + \frac{0{,}250}{2{,}5\cdot 40} -$$

$$- \frac{3{,}620}{2{,}5\cdot 40\cdot \cos 20^\circ} = 0{,}018150$$

$$\alpha_c' = 21°18{,}29''$$

3. Concluzii

Din punctul de vedere al uşurării calculelor tehnologice, al proiectării sculelor pentru danturare şi al îmbunătăţirii parametrilor geometrici ai danturilor exterioare drepte, sistemul preferenţial de cotare şi de măsurare este lungimea peste *n* dinţi. În diferite cazuri tehnologice, în funcţie de necesitate, trecerea de la sistemul de cotare, lungimea peste *n* dinţi la alte sisteme (de exemplu peste role, coarda de divizare, arcul de divizare) se pot calcula cu uşurinţă, cu ajutorul relaţiilor prezentate în această lucrare. În cazul danturilor interioare sistemul preferenţial de cotare şi de măsurare (aproape unic) este cota între role.

Summary

The years quality expressed by their high bearing power, smooth running, fatigue strength etc. asks first of all high geometrical toothing accuracy.

The system for size notation and measurement of gears has a special significance in the process of gears production and of their running.

This synthesis aims at finding the concordance between the system of gear toothing determination test and their technological and functional requirements and, when needed, the possibility of easy passing from one system to another.

Résumé

La qualité des engrenages, caractérisée par une capacité portante élevée, un fonctionnement silencieux, une grande résistance à la fatigue etc., réclame surtout une grande précision géométrique de la denture. Dans le processus de fabrication des roues dentées et pendant leur exploitation, on accorde une importance particulière au système de cotation et de mesure de la denture. L'étude de synthèse présentée dans cet article veut trouver une concordance entre le système de détermination de la denture des engrenages et les nécessités technologiques et fonctionnelles de celles-ci, et si besoin, la possibilité de passer facilement d'un système à l'autre.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aparin, G. A., Gorodeţki*, I. E. : Toleranţe şi măsurători tehnice. Editura tehnică, Bucureşti — 1956.

[2] *Botez, E.* : Angrenaje. Editura tehnică — Bucureşti — 1962.

[3] *Bunescu, V.* ş.a. : Raţionalizarea calculelor în proiectarea maşinilor. Editura tehnică — Bucureşti — 1965.

[4] *Grigoriev, I. A., Dvoretki*, E. A : Controlul dimensiunilor în construcţia de maşini. Editura tehnică, Bucureşti — 1961.

[5] *Henriot, G.* : Traité théorique et pratique des engrenages I—II. Dunod—Paris 1960.

[6] *Lăzărescu, I. D.* : Toleranţe şi măsurători tehnice. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti—1969.

[7] *Maroş, D.* : Cinematica roţilor dinţate. Editura tehnică, Bucureşti — 1958.

[8] *Rohonyi*, W : Fogaskerékhajtások. Editura tehnică— Bucureşti.

[9] *Ruzická, V.* : Controlul roţilor dinţate (traducere din l. cehă). Editura tehnică — Bucureşti — 1959.

[10] *Sauer, L.* ş.a. : Angrenaje I—II. Editura tehnică — Bucureşti — 1970.

[11] *Szeniczei, L.* : Általános Fogazás — Budapest — 1955.

[12] *Vörös, I.* : Gépelemek III Fogaskerekek — Budapest 1956.

[13] * * * Technisches Hilfsbuch KLINGELNBERG, Berlin Heidelberg — 1960 RFG.

[14] * * * Verzahnungsunterlagen, firma LORENZ A. G. Ettlingen Baden (RFG).

[15] * * * Misura sui rulli o sfere. Misura tangenziale tra i fianchi-dente. Colcolo dello spessore-dente sui vari raggi, firma DELLA FERRERA, Torino, Italia.

[16] * * * Standardul de stat, STAS 6273—60 : Angrenaje cilindrice, toleranţe.

Zusammenfassung

Die Getriebegüte charakterisiert durch : hohe Tragfähigkeit, lautloser Lauf grosse Ermüdungsfestigkeit, u.s.w. erfordert in erster Reihe eine hohe geometrische Zahnungsgenauigkeit.

In Laufe des Fertigungs- und Betriebsprozesses der Zahnrädern, ist das Quotierungs- und Messungsystem der Zahnungen von grosser Bedeutung.

Die vorliegende Arbeit setzt sich als Ziel eine vollkommene Übereinstimmung der Zahnungsermittlung bei Zahnrädern mit ihren technologischen und funktionellen Forderungen und wenn nötig, auch das leichte Übergehen von einem System in das andere zu finden.

Резюме

Качество зубчатых передач характеризуется: высокой несущей способностью, тихой работой, пределом усталости и т.д.; это требует, в первую очередь, высокую геометрическую точность зубьев.

В процессе изготовления зубчатых колес и их применения в производстве, система котировки и измерения зубъев имеет особое значение.

Настоящая обзорная статья ставит перед собой задачу найти соответствие между системой для определения зубьев зубчатых колес и техническими и функциональными требованиями последних. В случае необходимости, имеется возможность легкого перехода от одной системы к другой.

CZ ; 621.83.001.2

Metode de calcul a lungimii peste dinţi la roţile dinţate cu profil de referinţă arc de cerc

Ing. I. **BOCIAN** — Institutul politehnic – Cluj – Napoca
Dr. ing. G. **MILOIU** — Întreprinderea „Neptun"–Cîmpina

I. BOCIAN este cercetător ştiinţific la Institutul politehnic din Cluj-Napoca şi doctorand în teoria mecanismelor (angrenaje melcate globoidale). Este autorul unor articole privind geometria şi cinematica angrenajelor melcate şi a pompelor cu şuruburi.

G. MILOIU este şeful atelierului de proiectare de la Întreprinderea „Neptun"-Cîmpina, unitate specializată în fabricaţia reductoarelor de uz general. Este coautor la monografiile „Angrenaje". (Ed. tehnică—1970); „Transmisii mecanice moderne". (Ed. tehnică—1971); autor al unor articole în probleme de angrenaje, reductoare şi variatoare, doctor inginer din anul 1975 cu teza „Contribuţii la studiul teoretic şi experimental al angrenajelor cu profil arc de cerc" (Universitatea din Braşov).

Partea I: Metodă practică

În lucrările [1, 2, 3, 4, ş.a.] se expun metode numerice de calcul al lungimii peste dinţi la roţile dinţate cu profil de referinţă arc de cerc. Astfel, în [1], o metodă aplicabilă la roţile cu sau fără deplasare de profil, iar în [3 şi 4] o metodă pentru roţile cu deplasare de profil nulă. Toate aceste metode implică aplicarea unor procese iterative, ceea ce pretinde utilizarea calculatorului electronic. În această lucrare se expune un calcul practic pentru lungimea peste dinţi la roţile cu deplasare de profil nulă, bazată pe rezultatele calculate prin metoda [1]. Se au în vedere roţi cu cremaliera de referinţă prezentată în figura 1 (după GOST 15023 — 69) şi măsurarea numai pe capul dinţilor, unde profilul fiind convex se pot utiliza aceleaşi aparate ca şi pentru roţile dinţate evolventice.

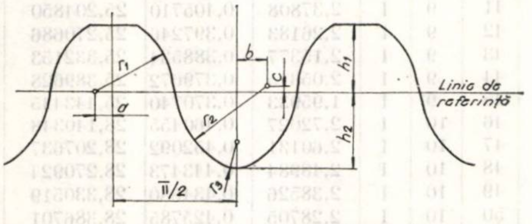


Fig. 1. Profilul de referinţă arc de cerc

Mai întîi se examinează dependenţa valorii lungimii peste dinţi L_N în funcţie de unghiul de înclinare a dinţilor β. Din figura 2 se observă că această dependenţă se poate exprima printr-o legătură polinomială :

$$L(\beta) = A\,\beta^2 + B\beta + C, \qquad (1)$$

în care A, B şi C cînt coeficienţi funcţie de numărul de dinţi ai roţii Z şi de numărul de dinţi peste care se face măsurarea N. Pentru determinarea coeficienţilor A, B şi C se constituie şirul format din unghiurile de înclinare a dinţilor (în radiani) :

$$\beta_i = (9 + i)\cdot 0{,}0174533 \quad (i = 1,\ n), \qquad (2)$$

şi şirul lungimilor peste dinţi L_i $(i = 1,\ n)$ corespunzătoare diviziunii (2), utilizînd metoda numerică expusă în [1]. Apoi se impune ca abaterea medie pătratică :

$$Q = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(A\beta_i^2 + B\beta_i + C - L_i) \qquad (3)$$

să fie minimă. Această condiţie de minim se reduce la sistemul liniar :

$$\left.\begin{aligned} &\sum_{i=1}^{n}\beta_i^2(A\beta_i^2 + B\beta_i + C - L_i) = 0\\ &\sum_{i=1}^{n}\beta_i(A\beta_i^2 + B\beta_i + C - L_i) = 0\\ &\sum_{i=1}^{n}(A\beta_i^2 + B\beta_i + C - L_i) = 0 \end{aligned}\right\} \cdot \qquad (4)$$

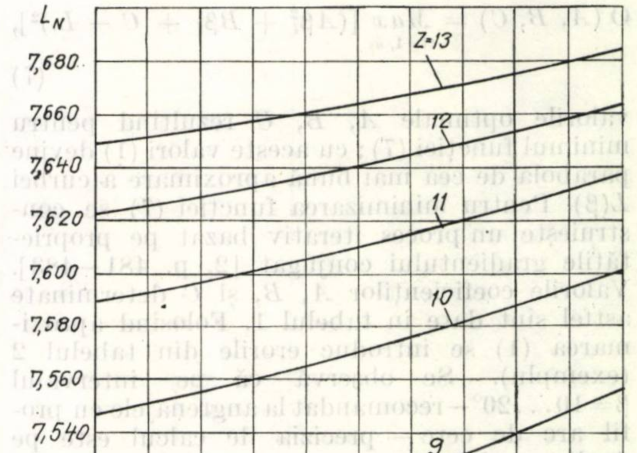


Fig. 2. Influenţa numărului de dinţi Z şi a unghiului de înclinare a dinţilor β asupra lungimii L_N la $N = 3$.

Soluția sistemului (4) este :

$$\left.\begin{aligned} A &= \frac{a_3 \cdot a_4 - a_2 \cdot a_5}{a_1 \cdot a_5 - a_2^2} \\ B &= \frac{a_1 \cdot a_5 - a_2 \cdot a_4}{a_1 \cdot a_3 - a_2^2} \\ C &= \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} L_i - A\sum_{i=1}^{n} \beta_i^2 - B\sum_{i=1}^{n} \beta_i\right) \end{aligned}\right\}, \qquad (5)$$

unde s-au notat :

$$\left.\begin{aligned} a_1 &= \sum_{i=1}^{n} \beta_i^4 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i^2\right)^2 \\ a_2 &= \sum_{i=1}^{n} \beta_i^3 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i^2\right)\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i\right) \\ a_3 &= \sum_{i=1}^{n} \beta_i^2 - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i\right)^2 \\ a_4 &= \sum_{i=1}^{n} \beta_i L_i - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i^2\right)\left(\sum_{i=1}^{n} L_i\right) \\ a_5 &= \sum_{i=1}^{n} \beta_i L_i - \frac{1}{n}\left(\sum_{i=1}^{n} \beta_i\right)\left(\sum_{i=1}^{n} L_i\right) \end{aligned}\right\}. \qquad (6)$$

Minimizarea abaterii medii pătratice neasigurînd o aproximare uniformă (abaterile maximă și minimă de același modul) și erorile cumulîndu-se pe parcursul calculelor numerice, coeficienții A, B și C determinați cu formulele (5) nu vor asigura cea mai bună aproximare parabolică a curbei $L(\beta)$. Pentru determinarea coeficienților optimali se definește funcția numerică :

$$\varnothing(A, B, C) = \underset{(i=1,\, n)}{Max} \left[(A\beta_i^2 + B\beta_i + C - L_i)^2\right], \qquad (7)$$

valorile optimale A, B, C rezultînd pentru minimul funcției (7) ; cu aceste valori (1) devine parabola de cea mai bună aproximare a curbei $L(\beta)$. Pentru minimizarea funcției (7) se construiește un proces iterativ bazat pe proprietățile gradientului conjugat [2, p. 481—483]. Valorile coeficienților A, B, și C determinate astfel sînt date în tabelul 1. Folosind aproximarea (1) se introduc erorile din tabelul 2 (exemplu). Se observă că pe intervalul $\beta = 10 \ldots 20°$ — recomandat la angrenajele cu profil arc de cerc — precizia de calcul este pe deplin satisfăcătoare, erorile fiind sub 10^{-3} la $Z \leqslant 50$ și sub 2.10^{-3} la $Z = 50 \ldots 110$, ceea ce înseamnă că la un modul $m_n = 5$ mm, erorile de calcul cu formula (1) ating valori de numai 5 μm și respectiv 10 μm. În consecință, cu formula (1) și folosind A, B și C din tabelul 1, lungimea peste dinți se poate calcula expeditiv pentru orice unghi de înclinare a dinților

Tabelul 1

Coeficienții A, B **și** C **ai aproximării polinomiale (1)**

I	Z	N	I	A	B	C	I
I	8	2	I	0,05407	0,014294	4,621007	I
I	9	3	I	0,56947	0,093692	7,453742	I
I	10	3	I	0,45741	0,085157	7,517339	I
I	11	3	I	0,37513	0,076298	7,564907	I
I	12	3	I	0,31312	0,068015	7,601387	I
I	13	3	I	0,26528	0,060603	7,629960	I
I	14	4	I	0,91395	0,148326	10,388022	I
I	15	4	I	0,79185	0,140122	10,456983	I
I	16	4	I	0,69233	0,131264	10,513864	I
I	17	4	I	0,61028	0,122385	10,561313	I
I	18	4	I	0,54192	0,113827	10,601294	I
I	19	5	I	0,25871	0,202945	13,322155	I
I	20	5	I	1,13147	0,194962	13,393856	I
I	21	5	I	1,02225	0,186291	13,455936	I
I	22	5	I	0,92792	0,177370	13,510029	I
I	23	5	I	0,84595	0,168485	13,557440	I
I	24	5	I	0,77431	0,159815	13,599220	I
I	25	6	I	1,47321	0,249726	16,329596	I
I	26	6	I	1,35781	0,241240	16,394982	I
I	27	6	I	1,25525	0,232415	16,453497	I
I	28	6	I	1,16375	0,223478	16,506065	I
I	29	6	I	1,08181	0,214589	16,553460	I
I	30	7	I	1,81603	0,304445	19,264762	I
I	31	7	I	1,69635	0,296114	19,332434	I
I	32	7	I	1,58791	0,287414	19,394096	I
I	33	7	I	1,48941	0,278526	19,450434	I
I	34	7	I	1,39969	0,269585	19,502041	I
I	35	7	I	2,15947	0,359134	22,199598	I
I	36	8	I	2,03665	0,350933	22,268943	I
I	37	8	I	1,92382	0,342356	22,332957	I
I	38	8	I	1,81996	0,333551	22,392167	I
I	39	8	I	1,72418	0,324633	22,447039	I
I	40	8	I	1,63569	0,315694	22,497984	I
I	41	9	I	2,37808	0,405710	25,204850	I
I	42	9	I	2,26183	0,397246	25,270686	I
I	43	9	I	2,15377	0,388534	25,332153	I
I	44	9	I	2,05315	0,379672	25,389628	I
I	45	9	I	1,95933	0,370740	25,443445	I
I	46	10	I	2,72027	0,460455	28,140348	I
I	47	10	I	2,60131	0,452092	28,207637	I
I	48	10	I	2,48984	0,443473	28,270924	I
I	49	10	I	2,38526	0,434680	28,330519	I
I	50	10	I	2,28705	0,425785	28,386701	I
I	51	10	I	2,19471	0,416846	28,439723	I
I	52	11	I	2,94183	0,506903	31,144030	I
I	53	11	I	2,82755	0,498371	31,208816	I
I	54	11	I	2,71969	0,489652	31,270171	I
I	55	11	I	2,61780	0,480810	31,328331	I
I	56	11	I	2,52144	0,471895	31,383513	I
I	57	12	I	3,28312	0,561685	34,080010	I
I	58	12	I	3,16649	0,553234	34,146050	I
I	59	12	I	3,05586	0,544589	34,208889	I
I	60	12	I	2,95083	0,535805	34,268728	I
I	61	12	I	2,85105	0,526930	34,325754	I
I	62	13	I	3,62500	0,616444	37,015675	I
I	63	13	I	3,50638	0,608067	37,082781	I
I	64	13	I	3,39338	0,599492	37,146887	I
I	65	13	I	3,28566	0,590770	37,208168	I
I	66	13	I	3,18290	0,581941	37,266787	I
I	67	13	I	3,08483	0,573044	37,322895	I
I	68	14	I	3,84700	0,662873	40,019117	I
I	69	14	I	3,73195	0,654366	40,084318	I
I	70	14	I	3,62189	0,645705	40,146852	I
I	71	14	I	3,51655	0,636927	40,206860	I
I	72	14	I	3,41567	0,628067	40,264475	I
I	73	15	I	4,18822	0,717659	42,955138	I
I	74	15	I	4,07138	0,709214	43,021295	I
I	75	15	I	3,95926	0,700612	43,084925	I

(Continuare tabelul 1)

I	Z	N	I	A	B	C	I
I	76	15	I	3,85164	0,691887	43,146155	I
I	77	15	I	3,74828	0,683069	43,205103	I
I	78	15	I	3,64896	0,674187	43,261879	I
I	79	15	I	4,41149	0,764039	45,957902	I
I	80	16	I	4,29757	0,755494	46,022501	I
I	81	16	I	4,18792	0,746821	46,084814	I
I	82	16	I	4,08235	0,738048	46,144945	I
I	83	16	I	3,98065	0,729201	46,202996	I
I	84	17	I	4,75218	0,818844	48,894204	I
I	85	17	I	4,63664	0,810353	48,959665	I
I	86	17	I	4,52519	0,801731	49,022943	I
I	87	17	I	4,41764	0,793004	49,084135	I
I	88	17	I	4,31381	0,784195	49,143329	I
I	89	18	I	5,09335	0,873631	51,830251	I
I	90	18	I	4,97636	0,865191	51,896484	I
I	91	18	I	4,86329	0,856619	51,960630	I
I	92	18	I	4,75395	0,847937	52,022775	I
I	93	18	I	4,64820	0,839168	52,083001	I
I	94	18	I	4,54589	0,830331	52,141386	I
I	95	19	I	5,31663	0,920011	54,833011	I
I	96	19	I	5,20209	0,911486	54,897940	I
I	97	19	I	5,09114	0,902849	54,960948	I
I	98	19	I	4,98364	0,894120	55,022110	I
I	99	19	I	4,87946	0,885318	55,081497	I
I	100	20	I	5,65736	0,974814	57,769291	I
I	101	20	I	5,54149	0,966335	57,834929	I
I	102	20	I	5,42907	0,957741	57,898722	I
I	103	20	I	5,31998	0,949053	57,960736	I
I	104	20	I	5,21409	0,940287	58,021036	I
I	105	21	I	5,99849	1,029603	60,705356	I
I	106	21	I	5,88141	1,021166	60,771642	I
I	107	21	I	5,76765	1,012615	60,836150	I
I	108	21	I	5,65711	1,003967	60,898943	I
I	109	21	I	5,54965	0,995237	60,960082	I
I	110	21	I	5,44518	0,986440	61,019623	I

din intervalul 10 . . .20°, cu precizie practic suficientă.

Exemplu

Pentru $Z = 51$; $\beta = 12°20' = 0{,}2152572162$ *rad* şi $m_n = 5$ rezultă :

$N = 10$

$A = 2{,}19471$; $B = 0{,}416846$; $C = 28{,}439723$;

$$L' = 2{,}19471 \cdot 0{,}215257216^2 + 0{,}416846 \cdot$$
$$\cdot 0{,}215257216 + 28{,}439723 = 28{,}63114546$$

— pentru $m_n = 1$;

$L' = 28{,}63114546 \cdot 5 = 143{,}1557273$

— pentru $m_n = 5$;

$L'' = 28{,}63047$ — pentru $m_n = 1$;

$L'' = 143{,}15235$ — pentru $m_n = 5$.

Eroarea la calculul după (1) — L', faţă de valoarea calculată exact cu metoda din [1] — L'' este :

$\Delta = 28{,}63047 - 28{,}631145 = -0{,}000675$

— pentru $m_n = 1$;

$\Delta = -0{,}003375$ — pentru $m_n = 5$.

Partea a II-a: Metodă generală

În toate monografiile de angrenaje se dau formule pentru calculul lungimii peste dinţi la roţile dinţate evolventice. În plus, s-au obţinut mai multe formule pentru calculul lungimii peste dinţi la roţile dinţate cu profil

Tabelul 2

Erorile aproximării (1) pentru $Z = 10$; 25; 50; 75; 100 şi $\beta = 8 \ldots 25°$

β	Eroarea				
	Z = 10, N = 3	Z = 25, N = 6	Z = 50, N = 10	Z = 75, N = 15	Z = 100 N = 20
8	−0,000509	−0,001511	−0,002548	−0,004218	−0,005888
9	−0,000208	−0,000619	−0,001041	−0,001726	−0,002412
10	−0,000007	−0,000023	−0,000036	−0,000063	−0,000091
11	0,000106	0,000313	0,000531	0,000876	0,001221
12	0,000146	0,000433	0,000733	0,001212	0,001691
13	0,000129	0,000383	0,000648	0,001071	0,001495
14	0,000072	0,000213	0,000360	0,000596	0,000830
15	−0,000007	−0,000023	−0,000036	−0,000063	−0,000091
16	−0,000089	−0,000268	−0,000445	−0,000744	−0,001044
17	−0,000152	−0,000459	−0,000763	−0,001273	−0,001785
18	−0,000175	−0,000529	−0,000878	−0,001466	−0,002056
19	−0,000135	−0,000408	−0,000676	−0,001131	−0,001587
20	−0,000007	−0,000023	−0,000036	−0,000063	−0,000091
21	0,000233	0,000701	0,001166	0,001946	0,002727
22	0,000612	0,001848	0,003062	0,005118	0,007179
23	0,001156	0,003498	0,005781	0,009675	0,013581
24	0,001892	0,005735	0,009460	0,015850	0,022260
25	0,002847	0,008647	0,014235	0,023874	0,033549

de referinţă arc de cerc [3 ... 11]; în [7] şi în partea finală a lucrării se face o analiză critică a acestor formule. Nu există formule pentru calculul lungimii peste dinţi la roţile angrenajelor cu bolţuri (Cyclo-Getriebe) şi cu contact de rostogolire (Rolling contact gears), nici pentru şuruburile pompelor elicoidale. Problema nici nu a fost pusă la măsurarea roţilor melcate. În partea a doua a acestei lucrări se expune o metodă generală de calcul a lungimii peste dinţi, care poate fi uşor particularizată pentru roţile dinţate cu orice cremalieră de referinţă şi pentru roţile melcate cu orice melc de referinţă.

Se consideră o porţiune dintr-o roată dinţată (sau melcată) (fig. 3) şi următoarele sisteme de axe de coordonate :

— $E_r\ (O_r x_r y_r z_r)$ legat de roată, pentru care axa $O_r y_r$ este suprapusă peste axa de simetrie a roţii şi axa $O_r z_r$ coincide cu axa de simetrie a unui dinte al roţii ;

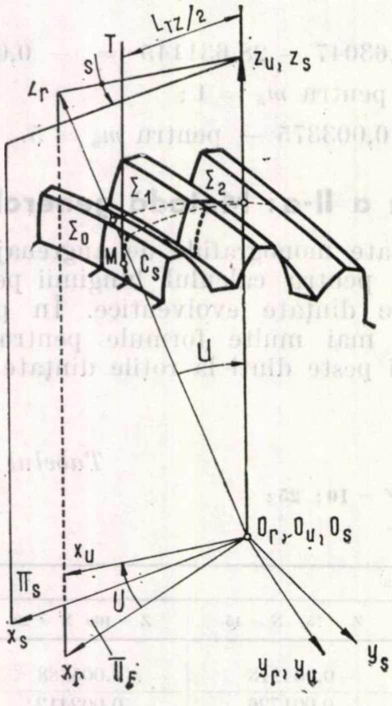


Fig. 3.

— $E_u\ (O_u x_u y_u z_u)$ sistem fix, cu axa $O_u y_u$ suprapusă cu axa $O_r y_r$ şi axa $O_u z_u$ rotită faţă de $O_r z_r$ cu unghiul :

$$U = (N - 1)\cdot \pi / Z_R, \tag{1}$$

în care :

N este numărul de dinţi ai intervalului considerat la măsurare ;

Z_R — numărul de dinţi ai roţii ;

$E_s(O_s x_s y_s z_s)$ — transformare a sistemului E_u prin rotire în jurul axei $O_u z_u$ cu unghiul s.

Fie Π_s planul ce trece prin axa $O_u z_u$ şi formează unghiul s cu planul frontal Π_F (la roţile melcate Π_F este plan median).

Intersecţia flancului de măsurare $\sum_u$ cu planul Π_s este curba Γ_0 — profilul dinţilor în planul Π_s. Se presupune că profilul Γ_0 nu are puncte de inflexiune şi admite într-un punct M o tangentă T paralelă cu axa $O_u z_u$. Notînd cu L_{TZ} distanţa dintre tangenta T şi axa $O_u z_u$, lungimea peste dinţi este :

$$L_n = 2\ Min\ L_{TZ}, \tag{2}$$

unde $Min\ L_{TZ}$ este valoare minimă a distanţei L_{TZ} (cînd s variază).

Se presupune cunoscută suprafaţa Σ_1 în sistemul E_r :

$$X = \begin{bmatrix} x_r(v, w) \\ y_r(v, w), \\ z_r(v, w) \end{bmatrix}, \tag{3}$$

unde v şi w sînt parametri independenţi.

Pe baza figurii 1 se scrie matricea de transfer din sistemul de referinţă E_r în sistemul de referinţă E_s :

$$M_{sr} = \begin{bmatrix} \cos U\cdot\cos s & \sin s & \sin U\cdot\cos s \\ \cos U\cdot\sin s & -\cos s & \sin U\cdot\sin s \\ -\sin U & 0 & \cos U \end{bmatrix}, \tag{4}$$

Efectuînd transformarea (4), pentru $y_s = 0$, rezultă ecuaţiile parametrice ale curbei Γ_0 :

$$x_s = x_r \cos U\cdot\cos s + y_r \sin s + z_r \sin U\cdot\cos s\,; \tag{5}$$

$$z_s = -\,x_r \sin U + z_r \cos U. \tag{6}$$

Eliminînd din (6) parametrul s cu ajutorul condiţiei $y_s = 0$, rezultă expresia lungimii peste dinţi :

$$L_n = 2x_s = 2\sqrt{(x_r \cos U + z_r \sin U)^2 + y_r^2} \tag{7}$$

Din relaţia (7), parametrii v şi w se elimină impunînd condiţiile de limită :

$$\frac{\partial x_s}{\partial v} = 0\,; \quad \frac{\partial x_s}{\partial w} = 0 \tag{8}$$

care din (6) se scriu :

$$F_1 = x\frac{\partial X}{\partial v} + Y\frac{\partial Y}{\partial v} = 0\,;$$
$$F_2 = X\frac{\partial X}{\partial w} + Y\frac{\partial Y}{\partial w} = 0, \tag{9}$$

X şi Y fiind :

$$X = x_r \cos U + z_r \sin U\ ; \quad Y = y_r. \tag{10}$$

Pentru rezolvarea sistemului neliniar (9) se elaborează un proces iterativ bazat pe metoda gradientului conjugat [2]. Considerînd v_0 și w_0 valorile de primă aproximație ale parametrilor v și w (pentru cazuri concrete v_0 și w_0 se stabilesc fără dificultate și suficient de aproape de soluție), o aproximație mai bună rezultă pentru :

$$v=v_0-D(AF_1+BF_2)\,; \quad w=w_0-D(BF_1+CF_2), \tag{11}$$

unde A, B și C sînt termenii matricei jacobiene în punctul $(v_0,\ w_0)$, de forma :

$$\left.\begin{aligned} A&=\frac{\partial F_1}{\partial v}=X\frac{\partial^2 X}{\partial v^2}+\left(\frac{\partial X}{\partial v}\right)^2+Y\frac{\partial^2 Y}{\partial v^2}+\left(\frac{\partial Y}{\partial v}\right)^2\\ B&=\frac{\partial F_1}{\partial w}=X\frac{\partial^2 X}{\partial v\partial w}+\frac{\partial X}{\partial v}\cdot\frac{\partial X}{\partial w}+\frac{\partial^2 Y}{\partial v\partial w}+\frac{\partial Y}{\partial v}\cdot\frac{\partial Y}{\partial w}\\ C&=\frac{\partial F_2}{\partial w}=X\frac{\partial^2 X}{\partial w^2}+\left(\frac{\partial X}{\partial v}\right)+Y\frac{\partial^2 Y}{\partial w^2}+\left(\frac{\partial Y}{\partial w}\right)^2 \end{aligned}\right\} \tag{12}$$

iar D se determină din relația :

$$D=\frac{(F_1A++F_2B)^2+}{[F_1(A^2+B^2)+F_2B(A+C)]^2+} \tag{13}$$

$$\frac{+(F_1B+F_2C)^2+}{+[F_2(B^2+C^2)+[F_2(B^2+C^2)+F_1B(A+C)]^2}.$$

Procesul iterativ, luînd v și w din (10) ca valori inițiale, se repetă pînă ce F_1 și F_2 iau valori suficient de apropiate de zero. În cazul cînd se cere, unghiul de măsurare s se determină cu formula :

$$s=\text{arc tg }(-Y/X) \tag{14}$$

În general dezvoltarea analitică a relațiilor (8) și (12) conduce la expresii complicate, motiv pentru care se recomandă evaluarea derivatelor cu ajutorul metodelor numerice. Schema logică pentru calculul lungimii peste dinți prin metoda expusă și bazată pe proprietățile diferențelor finite este redată în figura 4. Pentru utilizarea acestei scheme trebuie date :

— valorile inițiale v_0 și w_0 cît mai aproape de soluție ;

— subprogramul SP în care se definesc X și Y conform relațiilor (10) ;

— numărul de dinți ai roții Z_R și

— variația parametrilor v și w — Δv și Δw prin care se stabilesc derivatele parțiale.

Aplicație

Metoda generală expusă va fi particularizată pentru roțile dințate cilindrice cu cremalieră de referință cu profil arc de cerc.

Cu notațiile din figura 5 ecuațiile flancului dintelui roții pentru capul dintelui — unde se poate face măsurătoarea cu aceleași instrumente ca și pentru dantura evolventică — sînt :

$$\left.\begin{aligned} x_r&=(r_1\sin v+R)\cos w-(r_1\sin v+\xi)\operatorname{ctg} v\sin w\cos\beta\\ y_r&=-(r_1\sin v+R)\sin w-(r_1\sin v+\xi)\operatorname{ctg} v\cos w\cos\beta\\ z_r&=r_1\cos v+a-R_0 w\sin\beta-(r_1\sin v+\xi)\operatorname{ctg} v\operatorname{ctg}\beta \end{aligned}\right\}, \tag{15}$$

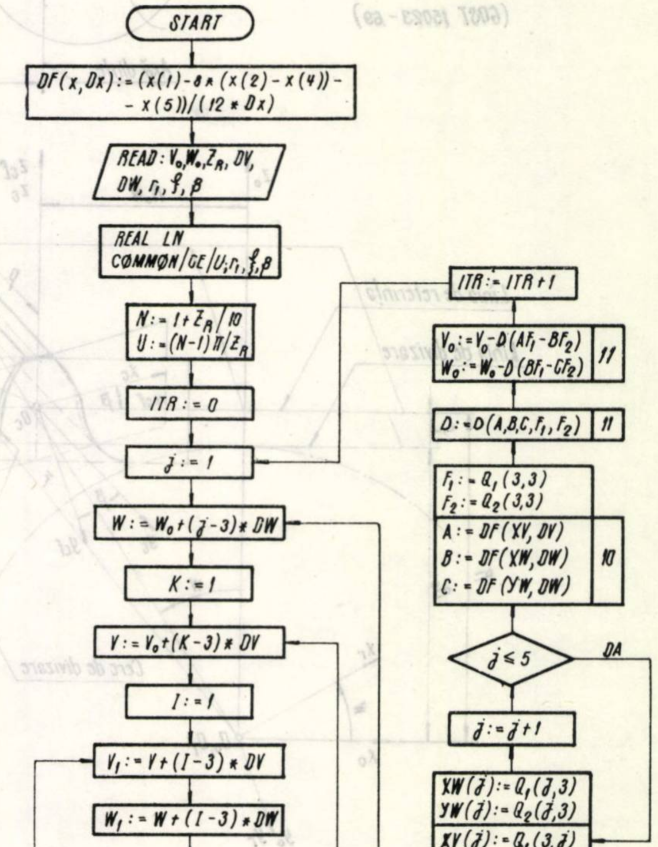

START
DF(x,Dx):=(x(1)-8*(x(2)-x(4))-
-x(5))/(12*Dx)
READ: V₀,W₀,Z_R, DV,
DW, r₁, ξ, β
REAL LN
CØMMØN/GE/U,r₁,ξ,β
N:=1+Z_R/10
U:=(N-1)π/Z_R
ITR:=0
j:=1
W:=W₀+(j-3)*DW
K:=1
V:=V₀+(K-3)*DV
I:=1
V₁:=V+(I-3)*DV
W₁:=W+(I-3)*DW
SP:=V₁,W,
XV(I),YV(I)
SP:=V,W₁,
XW(I),YW(I)
I:=I+1
DA
I≤5
F₁:=XV(3)*DF(XV,DV)+YV(3)*DF(ZV,DV)
F₂:=XW(3)*DF(XW,DW)+YW(3)*DF(ZW,DW)
8
|F₁|≤10-6
|F₂|≤10-6
NU
DA
LN:=2*√XV(3)**2+YV(3)**2
7
WRITE:
N,U,LN
STØP
ITR:=ITR+1
V₀:=V₀-D(AF₁-BF₂)
W₀:=W₀-D(BF₁-CF₂)
11
D:=D(A,B,C,F₁,F₂)
11
F₁:=Q₁(3,3)
F₂:=Q₂(3,3)
A:=DF(XV,DV)
B:=DF(XW,DW)
C:=DF(YW,DW)
10
j≤5
DA
j:=j+1
XW(j):=Q₁(j,3)
YW(j):=Q₂(j,3)
XV(j):=Q₁(3,j)
j:=1
DA
j≤5
j:=j+1
DA
K≤5
Q₂(j,K):=F₂
Q₁(j,K):=F₁
ITR<300
DA
NU
WRITE: V,W
COMENTAR
STØP

Fig. 4. Schema logică pentru calculul lungimii peste dinți.

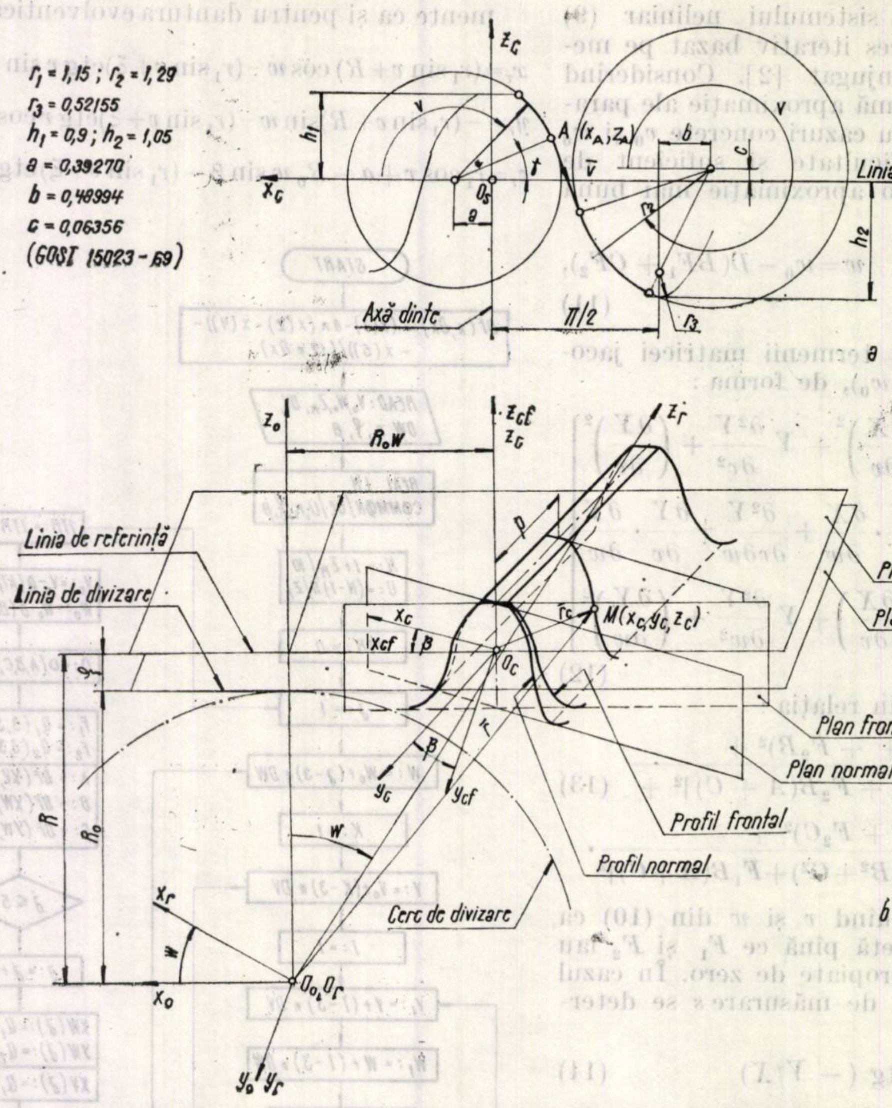

$r_1 = 1,15$; $r_2 = 1,29$
$r_3 = 0,52155$
$h_1 = 0,9$; $h_2 = 1,05$
$a = 0,39270$
$b = 0,48994$
$c = 0,06356$
(GOST 15023-69)
z_C
h_1
x_C
O_S
a
v
t
A (x_A, z_A)
$\bar{v}$
b
c
Linia de referinţă
r_2
h_2
r_3
Axă dinte
$\pi/2$
a
z_0
$R_0 w$
z_{cf}
z_G
z_r
Linia de referinţă
Linia de divizare
x_c
x_{cf}
β
ρ
r_c
$M(x_c, y_c, z_c)$
O_c
Plan de referinţă
Plan de divizare
Plan frontal
Plan normal
Profil frontal
Profil normal
β
y_c
y_{cf}
r
R_0
R
w
x_r
w
Cerc de divizare
O_0, O_r
x_0
y_0, y_r
b

Fig. 5. Cremalieră de referinţă cu profil arc de cerc (a) şi profilul generat de acesta (b).

unde s-au notat :

r_1 — raza profilului cremalierei de referinţă în plan normal ;

a — deplasarea centrului de curbură a profilului faţă de axa de simetrie a dintelui ;

β — unghiul de înclinare a danturii ;

R_0 — raza de divizare ;

$R = R_0 + \xi$ — distanţa de la axa roţii la linia de referinţă a cremalierei ;

ξ — deplasarea specifică de profil.

Din (15), conform (9) se scriu :

$$\left.\begin{aligned} X &= (r_1 \sin v + R) \sin (U - w) - (r_1 \cos v + \\ &\quad + \xi \operatorname{ctg} v) \cos \beta \cos (U - w) \\ Y &= r_1 (1 - \operatorname{ctg} \beta) \cos v - \xi \operatorname{ctg} v \operatorname{ctg} \beta + \\ &\quad + a - R_0 w \sin \beta \end{aligned}\right\} . \tag{16}$$

Ca date iniţiale se admit : $w_0 = 0$ şi $v_0 = 150°$.

După schema logică din figura 4, subprogramul SP în care se definesc parametrii X şi Y conform relaţiilor (16) este dat în figura 6.

Pentru $Z_R = 10 \ldots 99$ şi $\beta = 10 \ldots 20$ rezultatele calculelor numerice sînt date în

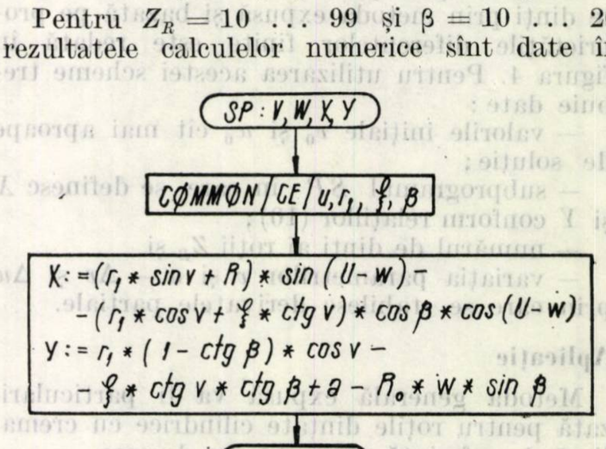

SP : V, W, X, Y
CØMMØN / CE / u, r1, ξ, β
X: = (r1 * sin v + R) * sin (U - w) -
- (r1 * cos v + ξ * ctg v) * cos β * cos (U - w)
Y: = r1 * (1 - ctg β) * cos v -
- ξ * ctg v * ctg β + a - R0 * w * sin β
RETURN

Fig. 6. Subprogramul SP al schemei logice din figura 4, pentru roţile dinţate cu profil arc de cerc.

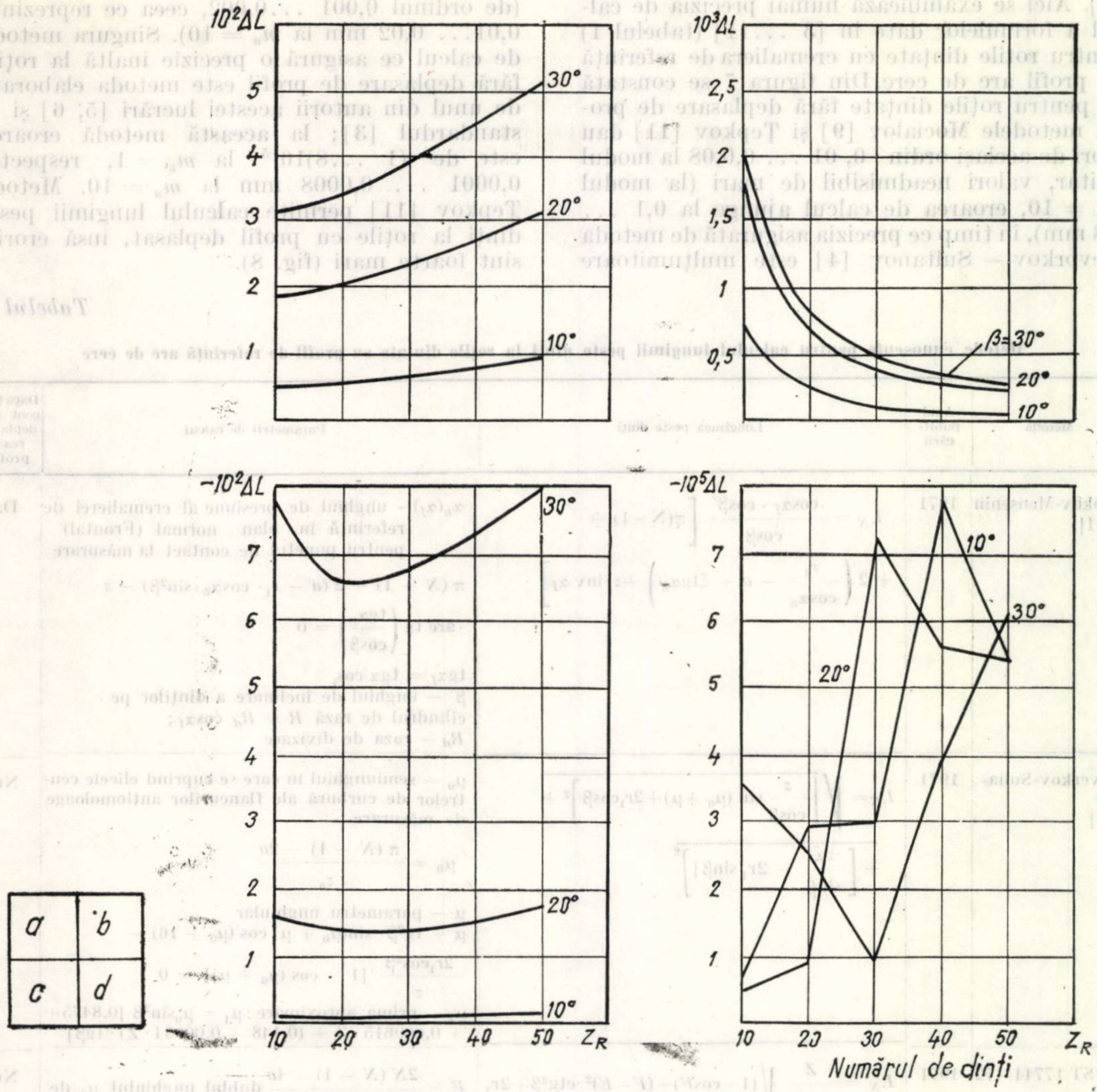


Fig. 7. Erorile de calcul ale cotei peste dinţi la roţile fără deplasare de profil.

Δ (L) (a – pentru metoda Mocialov [9]; b – pentru metoda Kevorkov-Sultanov [4]; c – pentru metoda Ţepkov [11]; d – pentru metoda GOST [4])

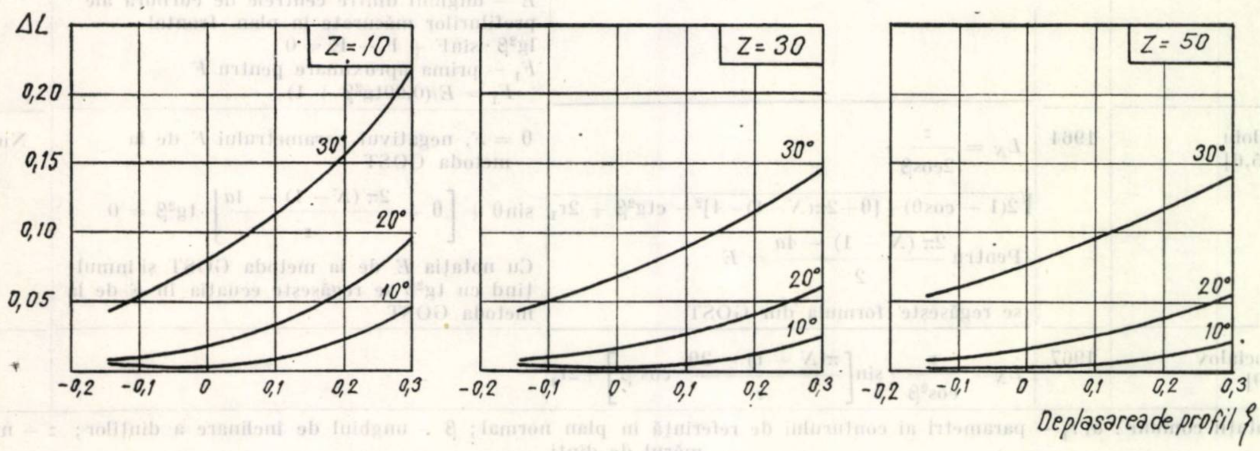


Fig. 8. Erorile de calcul ale cotei peste dinţi la roţile cu deplasare de profil ΔL pentru metoda Ţepkov [11].

[8]. Aici se examinează numai precizia de calcul a formulelor date în [3 ...11] (tabelul 1) pentru roţile dinţate cu cremaliera de referinţă cu profil arc de cerc. Din figura 7 se constată că pentru roţile dinţate fără deplasare de profil, metodele Mocialov [9] şi Ţepkov [11] dau erori de acelaşi ordin : 0, 01 ... 0,0,08 la modul unitar, valori neadmisibil de mari (la modul $m_n = 10$, eroarea de calcul ajunge la 0,1 ... 0,8 mm), în timp ce precizia asigurată de metoda Kevorkov — Sultanov [4] este mulţumitoare (de ordinul 0,001 ...0,002, ceea ce reprezintă 0,01... 0,02 mm la $m_n = 10$). Singura metodă de calcul ce asigură o precizie înaltă la roţile fără deplasare de profil este metoda elaborată de unul din autorii acestei lucrări [5, 6] şi în standardul [3]; la această metodă eroarea este de (1 ...8)10^{-5} la $m_n = 1$, respectiv 0,0001 ... 0,0008 mm la $m_n = 10$. Metoda Ţepkov [11] permite calculul lungimii peste dinţi la roţile cu profil deplasat, însă erorile sînt foarte mari (fig. 8).

Tabelul 3

Metode cunoscute pentru calculul lungimii peste dinţi la roţile dinţate cu profil de referinţă arc de cerc

Metoda	Anul publicării	Lungimea peste dinţi	Parametrii de calcul	Dacă ţine cont de deplasarea de profil
Ţepkov-Menşenin [11]	1971	$L_N = \frac{\cos\alpha_f \cdot \cos\beta'}{\cos\beta}\left[\pi(N-1) + 2\left(\frac{r_1}{\cos\alpha_n} - a + \xi \mathrm{tg}\alpha_n\right) + z \cdot \mathrm{inv}\,\alpha_f\right]$	$\alpha_n(\alpha_f)$ — unghiul de presiune al cremalierei de referinţă în plan normal (Frontal) pentru punctul de contact la măsurare $\pi(N-1) - 2(a - r_1 \cdot \cos\alpha_n \cdot \sin^2\beta) - z \cdot \mathrm{arc\,tg}\left(\frac{\mathrm{tg}\alpha_n}{\cos\beta}\right) = 0$ $\mathrm{tg}\alpha_f = \mathrm{tg}\alpha/\cos_{\iota}$ β' — unghiul de înclinare a dinţilor pe cilindrul de rază $R = R_d \cos\alpha_f$; R_d — raza de divizare	Da
Keverkov-Sulianov [4]	1971	$L_N = \sqrt{\left[\frac{z}{\cos\beta}\sin(\mu_0 + \mu) + 2r_1\cos\beta\right]^2 + \left[\frac{z\mu}{\sin\beta} - 2r_1\sin\beta\right]^2}$	μ_0 — semiunghiul în care se cuprind elicele centrelor de curbură ale flancurilor antiomoloage de măsurare $\mu_0 = \frac{\pi(N-1) - 2a}{z_0}$ μ — parametru unghiular $\mu + \mathrm{tg}^2\beta \cdot \sin(\mu_0 + \mu)\cos(\mu_0 + 16) - \frac{2r_1\cos^2\beta}{z}[1 - \cos(\mu_0 + \mu)] = 0$ μ_1 — prima aproximare : $\mu_1 = \mu_0\sin^2\beta\,[0{,}8475 + 0{,}000615 \cdot Z + (0{,}148 + 0{,}00054 \cdot Z) \cdot \mathrm{tg}\beta]$	Nu
GOST 17744—72 [3]	1971	$L_N = \frac{Z}{2\cos\beta}\sqrt{(1-\cos F) + (F-E)^2 \cdot \mathrm{ctg}^2\beta + 2r_1}$	$E - \frac{2N(N-1) - 4a}{z}$ dublul unghiului μ_0 de la metoda Kevorkov-Sultanov E — unghiul dintre centrele de curbură ale profilurilor măsurate în plan frontal : $\mathrm{lg}^2\beta \cdot \sin F + F - E = 0$ F_1 — prima aproximare pentru F $F_1 = E/(0{,}09\mathrm{tg}^2\beta + 1)$	Nu
Miloiu [5,6]	1964	$L_N = \frac{z}{2\cos\beta} \cdot \sqrt{2(1 - \cos\theta) + [\theta + 2\pi(N-1) - 4]^2 - \mathrm{ctg}^2\beta + 2r_1}$ Pentru $\frac{2\pi(N-1) - 4a}{2} = E$ se regăseşte formula din GOST	$\theta = F$, negativul parametrului F de la metoda GOST $\sin\theta + \left[\theta + \frac{2\pi(N-1) - 4a}{z}\right] \cdot \mathrm{tg}^2\beta = 0$ Cu notaţia E de la metoda GOST şi înmulţind cu $\mathrm{tg}^2\beta$ se regăseşte ecuaţia în F de la metoda GOST	Nu
Mocialov [9]	1967	$L_N = \frac{z}{\cos^2\beta} \cdot \sin\left[\frac{\pi(N-1) - 2\theta}{z} \cdot \cos^2\beta\right] + 2r_1$		

Notaţii comune : a, r_1 — parametri ai conturului de referinţă în plan normal; β — unghiul de înclinare a dinţilor; z — numărul de dinţi

Concluzii

●În literatura tehnică nu există pînă în prezent formule sau metode de calcul a lungimii peste dinți cu valabilitate generală, adică pentru orice contur de referință.

●Metoda generală dezvoltată în lucrare este cuprinsă în formulele (7) ... (14) și schema logică din figura 4. Particularizarea pentru un anumit tip de roată dințată se face prin particularizarea subprogramului *SP*.

●Din analiza critică a metodelor de calcul a lungimii peste dinți la roțile dințate cu profil de referință arc de cerc (tabelul 1) rezultă că pentru roțile dințate fără deplasare de profil, o precizie suficientă este asigurată de metodele din [4, 5, 6] — figura 7, în timp ce pentru roțile cu deplasare de profil singura metodă existentă [11] prezintă erori foarte mari.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bocian, I., Miloiu, G.*: Some aspects of the geometry of the cylindrical gears with circular arc basic profile. Fourth World Congress of the Theory of Machines and Mechanisms — Anglia — 1975.

[2] *Demidovici, B. P., Maron, N. A.*: Osnovî vîcislitelnoi matematiki. Izd. Nauka, Moskva, 1966, p. 450—496.

[3] * * * GOST 17744 — 72. Geometriceskii rascet zubciatîh peredaci Novikova.

[4] *Kevorkov, Iu. A., Sultanov, F. M.*: Rascet dlinî obșcei normali zubciatîh koles s zațepleniem Novikova. In: Vestnik mașinostr., 1971, Nr. 9, p. 36—37.

[5] *Miloiu, G.*: Kontrola Novikova ozubeni. În: Strojirenstvi (Cehoslovacia), Nr. 6, 1965, p. 455—458.

[6] *Miloiu, G.*: Probleme de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novikov. In: Construcția de mașini, nr. 12, 1964, p. 659—666.

[7] *Miloiu, G.*: Contribuții la studiul teoretic și experimental al angrenajelor cu profil arc de cerc. Teză de doctorat. Universitatea din Brașov, 1975.

[8] *Miloiu, G.* Angrenaje speciale, capitol în ,,Manualul inginerului mecanic'' (în curs de apariție la Editura tehnică).

[9] *Mocialov, V. L.*: Rascet dlinî obșcei normali dlea zubciatîh peredaci s dozapoliusnîm M. L. Novikova. In: Sb. Nadejdosti i kacestvo zubciatîh peredaci. NIIINFORMATIAJMAS, 1967, p. 151—156.

[10] *Sauer, L.* ș.a. Angrenaje. Ed. tehnică, 1970.

[11] *Țepkov, A. V., Menșenin, V. N.*: Opredelnie dlinî obșcei normali i razmera po vpadinam dlea țilindriceskih koles s zațepleniem M. L. Novikova. In: Vestnik mașinostr., 1971, Nr. 3, p. 28—32.

[12] *Demidovich, B. P., Maron, I. A.* Computational mathematics. Mir Publ., Moscow, 1973.

[13] * * * GOST 17744 — 72. Geometriceskii rascet zubciatîh peredaci Novikova.

[14] *Miloiu, G.*: Probleme de bază ale preciziei angrenajelor cilindrice tip M. L. Novikov. In: ,,Construcția de mașini'', nr. 12, 1964, p. 659—666.

Summary

The first part presents a practical and quick calculus method as regards the length across the gears tooth with a circular arc reference profile without profile shift, with a very high precision of the toothing inclination angle of 10 ... 20 .

A parabolical expression is being used for the length across the teeth and the coeficients are given tabularly for gears having a number of 8 ... 110 teeth.

The second part consists of a numerical calculus method of the length across teeth of the gears having any reference profile and so the specific use of this method as regards the gears with a circular arc reference profile (Novikov) is presented.

The accuracy of the traditional calculus methods as regards the length across teeth with circular arc profile and without profile shift is being evaluated.

Résumé

La première partie présente une méthode pratique et rapide de calcul de la longueur de la denture des roues dentées à profil de référence en arc de cercle sans déplacement du profil. La méthode a une précision très élevée pour les angles d'inclinaison des dents de 10 ... 2°0. Pour la longueur de la denture on emploie une expression parabolique, et les coefficients pour les roues avec un nombre de dents de 8 ... 110 sont présentés dans des tableaux.

La seconde partie présente une méthode numérique de calcul de la longueur de la denture pour les roues dentées avec n'importe quel profil de référence et avec des precisions pour la méthode pour les roues dentées à profil de référence en arc de cercle (Novikov). On aprécie la précision des méthodes connues utilisées au calcul ci-dessus mentionné, avec et sans déplacement du profil.

Zussammenfassung

Im ersten Teil wird eine praktische und schnelle Berechnungsmethode der Abmessung über die Zähne bei Zahnrädern mit Bogenkreisprofil und ohne Profilverstellen, mit sehr grossen Genauigkeit für Neigungswinkel von 10 . . . 20° dargestellt. Für die Abmessung über die Zähne wird eine parabolische Formel verwendet, und die Koeffizienten sind in der Tabelle für Räder mit Zahnnumer 8 . . . 110 angegeben.

Im zweiten Teil wird eine nummerische Berechnungsmethode der Abmessungen über die Zähne bei Zahnrädern mit jedwelcher Verteilungsprofil dargestellt, und auch die Anwendung dieser Methode auf dem Gebiet der mit Verteilungsprofil Bogenkreis (Novikov) Zahnrädern. Es wird die Genauigkeit der bekannten Berechnungsmethoden der Abmessung über die Zähne bei Zahnrädern mit Bogenkreisprofil und ohne Profilverstellen geschätzt.

Резюме

В первой части излагается практический и скорый метод расчета длины над зудьями зубчатых колес с относительным профилем дуги круга без перемещения профиля, с очень большой точностью углов отклонения зубьев 10. . .20°.

Для длины над зубьями применяется параболическое выражение, коэффициенты даются в таблицах для колес с числом зубьев от 8 до 110.

Во второй части указывается численный метод расчета длины над зубьями зубчатых колес с любым профилем и представляется частный случай этого метода для зубчатых колес с исходным профилем дуги круга (Новиков) и оценивается точность известных методов для расчета длины над зубьями зубчатых колес с профилем дуги круга, с передвижением профиля и без него.

CZ : 621.833.001.2

Contribuții la calculul roților dințate prelucrate cu scule cu protuberanță

Mat. V. VLASIE ; mat. W. VOGEL – Întreprinderea de construcții de mașini – Reșița

Așa cum se cunoaște, în cazul prelucrării roților dințate pentru angrenaje pretențioase unde se impune rectificarea flancurilor dinților, pentru danturare se folosesc scule cu protuberanță. În acest caz dispare pragul dintre profilul flancului și profilul golului dintre dinți, apărînd însă fenomenul de subtăiere la profilul flancului. Este necesar astfel un calcul cît mai exact al acestei subtăieri, pentru a se preveni diversele fenomene nedorite ce pot apărea datorită acestei subtăieri. Se cunosc diferite metode aproximative de calcul a subtăierii roților dințate [2]. Nu vom insista însă aici asupra acestora, ele fiind în mare parte cunoscute. Datorită însă dezvoltării tehnicii de calcul, în prezent ne putem permite calcule destul de complicate într-un timp suficient de scurt. Se poate pune astfel problema determinării ecuațiilor exacte ale subtăierii și folosirea acestora în practică. În cele ce urmează ne vom ocupa tocmai de această problemă. Din punct de vedere matematic subtăierea este definită de intersecția dintre două curbe : profilul dintelui și golul dintre dinți.

1. Ecuația profilului dintelui

Fie r_0 raza cercului de divizare și r_g raza cercului de bază. Se cunoaște că profilul dintelui este descris de un punct de pe dreapta ce se rostogolește fără frecare pe cercul de bază (fig. 1). Fie t parametrul curbei, iar λ unghiul dintre axa oy și dreapta OP, unde P este punctul inițial al curbei. Evident avem ecuația vectorială :

$$\overrightarrow{OP'} = \overrightarrow{OT} + \overrightarrow{TP'} \qquad (1)$$

(Din definiție se observă că ea este o evolventă). Făcînd proiecțiile pe axe, din (2) se deduce :

$$x = r_g \cos [90 - (t + \lambda)] + t r_g \cos [180 - (t + \lambda)]$$

$$y = r_g \cos (t + \lambda) + t\, r_g \cos [90 - (t + \lambda)]$$

sau

$$\begin{aligned} x &= r_g \, [\sin (t + \lambda) - t \cos (t + \lambda)] \\ y &= r_g \, [\cos (t + \lambda) + t \sin (t + \lambda)] \end{aligned} \qquad (2)$$

Ecuațiile (2) – unde t este parametru – reprezintă ecuațiile parametrice ale profilului dintelui. Curba respectivă este deci o evolventă. În funcție de r_0, ecuațiile (2) se pot scrie evident :

$$\begin{aligned} x &= r_0 \cos \alpha_0 \, [\sin (t + \lambda) - t \cos (t + \lambda)] \\ y &= r_0 \cos \sigma_0 \, [\cos (t + \lambda) + t \sin (t + \lambda)] \end{aligned} \qquad (2')$$

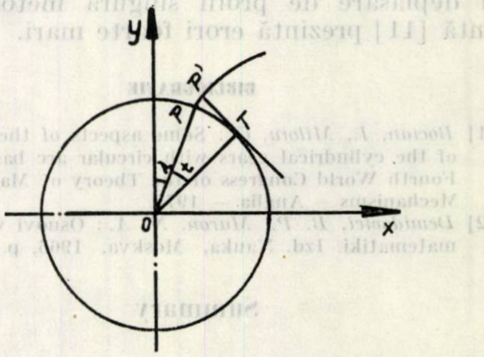
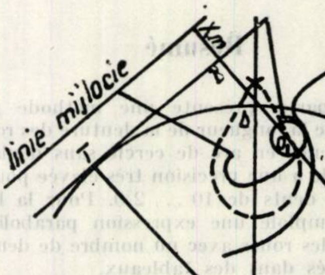


Fig. 1

2. Ecuația golului dintre dinți

Pentru a determina ecuația golului dintre dinți se observă că această curbă este o înfășurătoare a cercurilor descrise de vîrful sculei, și ale căror centre se mișcă pe o curbă numită evolventă buclată ce trebuie determinată (fig. 2). Fie astfel m = modulul. Raza cercurilor O_i descrise de capul sculei va fi rm. Fie km – înălțimea capului sculei, iar xm – deplasarea



Eig. 2

profilelor. Dacă se ia u ca parametru, evident T are coordonatele $x = -\ r_0 \sin u$; $y = r_0 \cos u$, iar ecuația tangentei TB este :

$$Y - r_0 \cos u = \operatorname{tg} u \, (X + r_0 \sin u)$$

sau

$$Y \cos u - r_0 \cos^2 u = X \sin u + r_0 \sin^2 u$$

sau :

$$Y \cos u - X \sin u - r_0 = 0 \qquad (1)$$

Ecuația dreptei BD, care este perpendiculară pe TB, este :

$$Y - r_0 = -\frac{\cos u}{\sin u} X \qquad (2)$$

deoarece D are coordonatele $x = 0$; $y = r_0$

Pentru determinarea coordonatelor punctului B se face intersecția dreptelor TB și BD. Dacă din (2) se scoate Y și se înlocuiește în (1) rezultă :

$$\left(\frac{\cos u}{\sin u} X - r_0\right) \cos u + X \sin u + r_0 = 0$$

sau :

$$X\left(\frac{\cos^2 u}{\sin u} + \sin u\right) - r_0 (\cos u - 1) = 0$$

de unde :

$$X = r_0 \sin u \ (\cos u - 1)$$

deci punctul B are coordonatele :

$$X = r_0 \sin u \ (\cos u - 1)$$

$$Y = - r_0 \cos u \ (\cos u - 1) + r_0.$$

Pentru determinarea coordonatelor centrului cercului O_1 se scrie ecuația unei drepte paralele cu tangenta TB și care se află la distanța BO_1 de aceasta. Se intersectează apoi cu dreapta BD.

Evident : $BO_1 = mk - mx - mr$

adică : $BO_1 = m(k - x - r)$

Ecuația dreptei paralele cu TB este :

$$y = x \operatorname{tg} u + n \qquad (3)$$

sau : $$y - x \operatorname{tg} u - n = 0 \qquad (3')$$

Se poate determina n punînd condiția ca distanța de la B la această dreaptă să fie egală cu BO_1. Deci :

$$m(k - x - r) = \frac{y_B - x_B \operatorname{tg} u - n}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 u}}$$

sau :

$$m(k - x - r) = \frac{- r_0 \cos u (\cos u - 1) + r_0 - \frac{\sin u}{\cos u} r_0 \sin u \ (\cos u - 1) - n}{\sec u}$$

de unde :

$$n = r_0 - r_0 \cos u (\cos u - 1) -$$
$$- \operatorname{tg} u \sin u (\cos u - 1) r_0 - m (k - x - r) \sec u$$

Acum ecuația (3) devine :

$$y = x \operatorname{tg} u + r_0 - r_0 \cos u (\cos u - 1) -$$
$$- \operatorname{tg} u \sin u (\cos u - 1) r_0 - m (k - x - r) \sec u$$

care se intersectează cu BD și rezultă :

$$-\frac{\cos u}{\sin u} x + r_0 = x \operatorname{tg} u + r_0 - r_0 \cos u (\cos u - 1) -$$
$$- \operatorname{tg} u \sin u (\cos u - 1) r_0 - m (k - x - r) \sec u$$

sau :

$$- x\left(\frac{\cos u}{\sin u} + \frac{\sin u}{\cos u}\right) = - r_0 \cos u (\cos u - 1) -$$
$$- \operatorname{tg} u \sin u (\cos u - 1) r_0 - m(k - x - r) \sec u$$

sau :

$$\frac{x}{\sin u \cos u} = r_0 \cos u \ (\cos u - 1) +$$
$$+ \operatorname{tg} u \sin u (\cos u - 1) r_0 + m (t - x - r) \sec u$$

de unde :

$$x = r_0 \sin u \cos^2 u \ (\cos u - 1) +$$
$$+ r_0 \sin^3 u \ (\cos u - 1) + m \sin u \ (k - x - r)$$

$$x = r_0 \sin u (\cos u - 1) + m \sin u (k - x - r)$$

sau :

$$x = \frac{d_0}{2} \sin u (\cos u - 1) + \frac{\sin u(k - x - r)}{\frac{1}{m}}$$

$$x = \frac{d_0}{2}\left[\sin u (\cos u - 1) + \frac{\sin u \ (k - x - r)}{\frac{d_0}{2m}}\right]$$

Se face notația :

$$v = \frac{k - x - r}{\frac{z}{2}}$$

Rezultă :

$$x = \frac{d_0}{2} [v \sin u + \sin u (\cos u - 1)]$$

sau :

$$x = \frac{1}{2} d_0[-(1-v)\sin u + \sin u \cos u] \qquad (4)$$

iar :

$$y = -\frac{\cos u}{\sin u}\left[\frac{d_0}{2} v \sin u + \frac{d_0}{2} \sin u (\cos u - 1)\right] + r_0$$

$$y = -\frac{d_0}{2} v \cos u - \frac{d_0}{2} \cos u\, (\cos u - 1) + r_0$$

sau :

$$y = \frac{d_0}{2}[-v \cos u - \cos u\, (\cos u - 1) + 1]$$

$$y = \frac{d_0}{2}[(1 - v \cos u) - \cos u\, (\cos u - 1)]$$

$$y = \frac{d_0}{2}[\sin^2 u + (1-v)\cos u] \qquad (5)$$

care înlocuit în (6) dă :

$$\left(\frac{bb' - b'y}{a'}\right)^2 + y^2 - 2\,by + b^2 - r^2m^2 = 0$$

sau :

$$b^2b'^2 - 2bb'^2y + b'^2y^2 + a'^2y^2 - 2ba'^2y + $$
$$+ a'^2b^2 - a'^2r^2m^2 = 0$$

sau :

$$y^2(b'^2 + a'^2) - 2by\,(b'^2 + a'^2) + $$
$$+ b^2(b'^2 + a'^2) - a'^2r^2m^2 = 0 \qquad (8)$$

Din această ecuație interesează o singură valoare pentru y și anume cea mai mică, întrucît se consideră înfășurătoarea de jos a cercurilor.

Deci, rezultă :

$$\boxed{y = \frac{b(a'^2 + b'^2) - \sqrt{b^2(a'^2 - b'^2)^2 - b^2\,(a'^2 + b'^2)^2 + (a'^2 + b'^2)\ a'^2r^2m^2}}{a'^2 + b'^2}}$$

Evident, ecuațiile evolventei buclate vor fi date de ecuațiile (4) și (5). Adică avem :

$$x = \frac{d_0}{2}[-(1-v)\sin u + \sin u \cos u]$$

$$y = \frac{d_0}{2}[(1-v)\cos u + \sin^2 u]$$

Pe această curbă se află centrele cercurilor descrise de vîrful sculei și a căror înfășurătoare este ecuația golului dintre dinți.

Fie : $$(x - a)^2 + (y - b)^2 = (rm)^2 \qquad (6)$$

ecuația cercurilor descrise de sculă.

Evident :

$$a = r_0\,[-(1-v)\sin u + \sin u \cos u]$$
$$b = r_0\,[(1-v)\cos u + \sin^2 u] \qquad (*)$$

Pentru a afla înfășurătoarea se derivă ecuația (6) în raport cu u și se elimină parametrul u. Deoarece eliminarea lui u se face destul de greu, vom determina ecuațiile parametrice, explicitînd în raport cu x și y.

Derivînd (6) rezultă :

$$-2\,(x - a)\,a' - 2\,(y - b)\,b' = 0$$

$$a'x - aa' + b'y - bb' = 0$$

$$a'x + b'y = aa' + bb' \qquad (7)$$

Din (6) și (7) se scoate x și y. Astfel, din (7) avem :

$$x = \frac{aa' + bb' - b'y}{a'}$$

sau :

$$y = \frac{b(a'^2 + b'^2) - a'rm\sqrt{(a'^2 + b'^2)}}{a'^2 + b'^2}$$

sau :

$$y = b - \frac{a'rm}{\sqrt{a'^2 + b'^2}}$$

Dar din (*) se deduce

$$a' = r_0\,[-(1-v)\cos u + \cos 2\,u]$$

$$b' = r_0\,[-(1-v)\sin u + \sin 2\,u]$$

și :

$$a'^2 = r_0^2[(1-v)^2\cos^2 u -$$
$$- 2(1-v)\cos u \cos 2\,u + \cos^2 2\,u]$$

$$b'^2 = r_0^2[(1-v)^2\sin^2 u -$$
$$-2(1-v)\sin u \sin 2\,u + \sin^2 2\,u]$$

deci :

$$a'^2 + b'^2 = r_0^2\,\{[1 - v) - \cos u]^2 + \sin^2 u\}$$

Revenind acum la expresia lui y, rezultă :

$$y = r_0\,[(1-v)\cos u + \sin^2 u] -$$
$$- \frac{mr\,r_0\,[-(1-v)\cos u + \cos 2\,u]}{r_0\sqrt{(1 - v - \cos u)^2 + \sin^2 u}}$$

sau :

$$y = r_0\,[(1-v)\cos u + \sin^2 u] -$$
$$- \frac{mr[(v-1)\cos u + \cos 2\,u]}{\sqrt{(1 - v - \cos u)^2 + \sin^2 u}}$$

iar din substituția :

$$x = a + \frac{b'(b - y)}{a'}$$

rezultă :

$$x = a + \frac{b'\left(b - b + \dfrac{a'rm}{\sqrt{a'^2 + b'^2}}\right)}{a'}$$

sau :

$$x = r_0\,[(v-1)\sin u + \sin u \cos u] + $$
$$+ \frac{mr\,[(v-1 \sin u + \sin 2u]}{\sqrt{(1-v-\cos u)^2 + \sin^2 u}}$$

Cu acestea, ecuaţia parametrică a golului dintre dinţi este :

$$\vec{M}\begin{cases} x = r_0\,[(v-1)\sin u + \sin u\cos u] + \dfrac{mr[(v-1)\sin u + \sin 2\,u]}{\sqrt{(1-v-\cos u)^2 + \sin^2 u}} \\[2ex] y = r_0\,[(1-v)\cos u + \sin^2 u] - \dfrac{mr[(v-1)\cos u + \cos 2\,u]}{\sqrt{(1-v-\cos u)^2 + \sin^2 u}} \end{cases}$$

Pentru aflarea coordonatelor punctului de subtăiere se face intersecţia dintre cele două curbe : evolventă şi înfăşurătoare. Se obţine astfel sistemul :

$$r_0[(v-1)\sin u + \sin u\cos u] +$$
$$+ \frac{mr[(v-1)\sin u + \sin 2\,u]}{\sqrt{(1-v-\cos u)^2+\sin^2 u}} =$$
$$= r_0 \cos\alpha_0\,[\sin(t+\lambda) - t\cos(t+\lambda)]$$
$$r_0\,[(1-v)\cos u + \sin^2 u] -$$
$$- \frac{mr\,[(v-1)\cos u + \cos 2\,u}{\sqrt{(1-v-\cos u)^2+\sin^2 u}} = \qquad (9)$$
$$= r_0 \cos\alpha_0\,[\cos(t+\lambda) + t\sin(t+\lambda)]$$

Rezolvarea acestui sistem este destul de dificilă. Se observă că el mai poate fi scris şi astfel :

$$\begin{aligned} x_1(u) &= x_2(t) \\ y_1(u) &= y_2(t) \end{aligned} \qquad (**)$$

Din formula creşterilor finite rezultă :

$$x(u_2) - x(u_1) = (u_2 - u_1)\,x'(\xi)$$

unde :

$$\xi \in (u_1,\ u_2)$$

sau :

$$x(u_n) - x(u_{n-1}) = (u_n - u_{n-1})\,x'(\xi_n)$$
$$\xi_n \in (u_{n-1},\ u_n)$$

de unde :

$$x(u_n) = x(u_{n-1}) + \Delta u x'(\xi_n)$$

în care $\Delta u = u_n - u_{n-1}$

Procedînd la fel şi cu celelalte funcţii, sistemul (**) poate fi scris :

$$\begin{aligned} x_1(u_{n-1}) + \Delta u x_1'(\xi) &= x_2(t_{n-1}) + \Delta t\cdot x_2'(\theta) \\ y_1(u_{n-1}) + \Delta u y_1'(\xi) &= y_2(t_{n-1}) + \Delta t\cdot y_2'(\theta) \end{aligned} \qquad (10)$$

unde :

$$\xi \in (u_{n-1},\ u_n)$$
$$\theta \in (t_{n-1},\ t_n)$$

iar :

$$u_n = u_{n-1} + \Delta u$$
$$t_n = t_{n-1} + \Delta t$$

Dacă se rezolvă acest sistem în raport cu Δu şi Δt :

$$\Delta t = \frac{[x(u_{n-1}) - x(t_{n-1})]y'(\xi) - [y(u_{n-1}) - y(t_{n-1})]\,x'(\theta)}{x'(\theta)\cdot y'(\xi) - x'(\xi)\cdot y'(\theta)}$$

$$\Delta u = \frac{[x(u_{n-1}) - x(t_{n-1})]y'(\theta) - [y(u_{n-1}) - y(t_{n-1})\,x'(\xi)}{x'(\theta)\cdot y'(\xi) - x'(\xi)\cdot y'(\theta)}$$

În continuare se aplică o metodă iterativă, aproximînd succesiv pe u_n şi t_n pînă cînd Δu respectiv Δt devin suficient de mici, adică

$$|u_n - u_{n-1}| < \varepsilon_1 \text{ şi } |t_n - t_{n-1}| < \varepsilon_2$$

Se pleacă astfel de la o valoare iniţială $u_0 = 0$ şi $t_0 = 0$ şi se calculează cu formulele (10) valorile pentru Δu şi Δt_n, de unde rezultă :

$$u_1 = u_0 + \Delta u \text{ şi } t_1 = t_0 + \Delta t.$$

Dacă Δu şi Δt nu sînt suficient de mici se reia calculul lor cu formulele (10), unde de astă dată :

$$u_{n-1} = u_{n-1} + \Delta u \text{ iar } t_{n-1} = t_{n-1} + \Delta t.$$

Procedeul continuă pînă cînd se ating aproximările dorite pentru u_n şi t_n. Aceştia, ultimii calculaţi, vor fi şi soluţia sistemului (9).

Pentru determinarea mărimii razei subtăierii evident se poate aplica formula :

$$r_{st} = \sqrt{x^2(t_n) + y^2(t_n)}$$

Însă :

$$x^2(t_n) = r_g^2[\sin(t_n+\lambda) - t_n\cos(t_n+\lambda)]^2$$

sau :

$$x^2(t_n) = r_g^2\,[\sin^2(t_n+\lambda) - 2t_n\sin(t_n +$$
$$+ \lambda)\cos(t_n+\lambda) + t_n^2\cos^2(t_n+\lambda)]$$

iar :

$$y^2(t_n) = r_g^2[\cos(t_n+\lambda) + t_n\sin(t_n+\lambda)]^2$$

sau :

$$y^2(t_n) = r_g^2\,[\cos^2(t_n+\lambda)2t_n\sin + (t_n +$$
$$+ \lambda)\cos(t_n+\lambda) + t_n^2\sin^2(t_n+\lambda)]$$

şi deci :

$$x^2(t_n) + y^2(t_n) = r_g^2(1 + t_n^2)$$

Aşadar :

$$r_{st} = r_g \sqrt{1 + t_n^2}$$

În calculul iterativ al lui Δu şi Δt, pentru ξ şi θ ca valori iniţiale se ia 0, iar apoi se pune :

$$\xi = \frac{u_{n-1} + u_n}{2}$$

şi

$$\theta = \frac{t_{n-1} + t_n}{2} \qquad (*)$$

Folosind la danturare scule cu protuberanţă se impune totdeauna pe lîngă calculul clasic al elementelor danturii şi un calcul al subtăierii (intersecţiei dintre profilul evolventic al dintelui cu profilul fundului golului dintre dinţi), pentru a se putea preveni neplăcerile ce apar datorită acestui fenomen. Valori prea mari ale subtăierii profilului duc la slăbirea dintelui. Din acest motiv un calcul cît mai exact al subtăierii se impune de la sine.

După metodele clasice ale calcului roţilor dinţate, calculul subtăierii profilului se bazează pe determinarea coordonatelor punctului de intersecţie al profilului elvoventic al flancului dintelui cu curba de racordare a fundului golului dintre doi dinţi consecutivi, ambele curbe fiind aproximate cu arce de cerc. Eroarea în acest calcul aproximativ poate fi destul de mare.

Calculînd cu formulele exacte date mai sus coordonatele subtăierii, se ajunge la rezultate ce diferă de cele ale calculului clasic cu 3—4 zecimi de milimetri.

Calculul unui angrenaj a cărui prelucrare este făcută cu scule cu protuberanţă s-a făcut cînd a apărut necesitatea măririi vitezei LDE de 2300 CP de la 100 Km/h pînă la 120 Km/h prin schimbarea raportului de transmisie al angrenajului de tracţiune. Acesta fiind un angrenaj cilindric cu dinţi înclinaţi, cu unghiul de înclinare a flancurilor de 6°54′, raportul de transmisie este de 1 :4,6 ; respectiv 15 dinţi la pinion şi 69 la coroană. Scula de danturare este un cuţit-pieptene cu protuberanţă, produs de firma Klingelnberg. Din cauza volumului mare de muncă, precum şi pentru asigurarea unei precizii suficiente, calculele s-au efectuat cu ajutorul unui calculator electronic.

---

*) De proiectarea acestui angrenaj s-a ocupat în mod direct ing. Stelian Voinea din sectorul de proiectări motoare diesel ICPEHR.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Winter, H., Lookman, J.* : Wälzfräser und Hobelkäme mit Protuberanz VDI Z (1959), Nr. 6, 21 Februar.
[2] *Sichiebel* : Zahnräder (erstu u. zweiter Band) 1954.
[3] * * * MAAG : Prüfung des spiellfreien Zahneingriffs wezier Räder.

Summary

A teeth flanks grinding with special tools is required for gears used in precision gearing and this asks for an accurate undercutting calculus.

The article presents the equations and their practical use of this undercutting namely of the teeth profile and of the gap between teeth.

The traditional profile undercutting calculus is based on the estimation of the cross point coordinates of the involute profile of the tooth flank with the fillet curve of the gap bottom between two consecutive teeth, both curves being approximated with circular arcs.

The error of this approximate calculation can be big enough while with the above mentioned accurate formulae one can achieve results that differ from those of the traditional calculus as much as by three or four tenth of millimeter.

The calculi were effectuated by means of the electronic computer.

Résumé

Les flancs des dents des roues dentées destinées aux engrenages de haute précision doivent être rectifiés à l'aide d'outils à protubérance qui demandant un calcul tres exact du coupage sécondaire. On présente les équations du coupage sécondaire, c'est à dire du profil des dents et de l'espace entre les dents, et leur emploi dans la pratique. D'habitude, le calcul du coupage sécondaire du profil est basé sur la détermination des coordonnées, du point de l'intersection du profil en développante du flanc de la dent et de la courbe de raccordement du fond de l'espace entre deux dents consécutives ; les deux courbes sont assimilées — d'une manière approximative — à des arcs de cercle, l'erreur de ce calcul approximatif pouvant devenir assez grande. Par contre, à l'aide des formules exactes présentées dans l'article on arrive à des résultats qui diffèrent de ceux obtenus par le calcul classique de 3—4 dixième de millimètre. Les calculs ont été effectués à l'aide du calculateur électronique.

Zusammenfassung

Die für Genauigkeitsgetriebe bestimmten Zahnräder erfordern das Schleifen der Zahnflanke mit Sonderwerkzeugen, und das setzt eine genaue Berechnung des Schälausschnittes voraus. Es werden die Schälausschnittgleichungen angegeben, u.s.w., der Zahnprofile und der inneren Zahnlücken, sowie ihre Anwendung in der Praxis. Die Schälausschnittsberechnung basiert auf die Koordinatenbestimmung des Schnittpunktes des evolventischen Profils der Zahnflanke und der Anschlusskurve des Lückebodens zwischen zwei nacheinander kommenden Zähnen. Beide Kurven wurden als Kreisbogengenähert. Der Fehler kann im Falle dieser Näherungsrechnung ziemlich gross sein, während die mit diesen genauen Formeln erzielten Rechenergebnisse sich mit 3—4 Millimeterzehnteln von den mit klassischen Berechnungsformeln erzielten Rechenergebnissen unterscheiden.

Die Berechnungen wurden rechnergestützt durchgeführt.

Резюме

Для зубчатых колес, предусмотренных для точных зубчатых передач, необходима поправка боков зубьев при помощи специальных инструментов, что требует очень точного расчета подреза. В статье находится уравнение этого подреза, то есть профиля зубьев, промежутка между зубьями и практическое применение последних. Расчет подреза профиля основан на определении координат точки пересечения эвольвентного профиля бока зуба с кривой сопряжения между дном промежутка среди двух смежных зубьев; обе кривые имеют приблизительно вид дуги круга. Ошибка этого приблизительного расчета может быть довольна большая, в то время как этими точными зависимостями получаются результаты, отличающиеся от полученных классическим расчетом на лишь 3—4 десятых мм.

Расчеты были произведены с помощью ЭВМ.

CZ :621.833.001.2

Relație generalizată pentru calculul grosimii dinților roților dințate evolventice cu flancuri rectilinii

Ing. Petre **GLADCOV** – Institutul politehnic – București

Una din problemele importante din cadrul calculelor de proiectare a angrenajelor cu roți dințate cu profil în evolventă este calculul grosimii roților dințate pe un cerc de rază dată.

Cunoașterea grosimii dinților roților dințate la diverse raze prezintă importanță mai ales din două motive:

a) Este o metodă de verificare pentru grosimea dintelui pe cercul de divizare și coarda constantă (la roțile dințate conice și la cele cilindrice cu module mai mari de 8 mm).

b) Este o metodă de verificare a grosimii la baza și vîrful dinților roților dințate, care trebuie să se încadreze între limitele ce determină rezistența acceptabilă a dintelui. Aceasta deoarece pe de o parte o alegere nepotrivită a parametrilor danturii poate conduce la ruperea la baza subțiată a dintelui (fig. 1), ca urmare a sarcinilor variabile după ciclul pulsator care acționează asupra acestuia în timpul funcționării angrenajului, iar pe de alta deoarece îngroșarea accentuată a dintelui la bază și odată cu aceasta subțierea lui la vîrf (fig. 2) ca urmare a aplicării corijării pozitive a acestuia poate duce la subțierea pînă la valori negative chiar a vîrfului dintelui. Într-un caz mai puțin nefericit, dintele poate avea la vîrf grosimi de valori cuprinse între 0,4 și zero metri, valori totuși periculoase în cazul roților dințate cu duritate mai mare de 38 HRC, adică în cazul cel mai des întîlnit în practică.

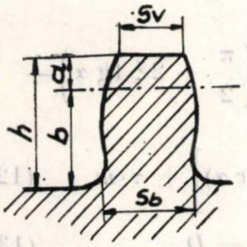


Fig. 1. Dinte corijat excesiv negativ. Pericol de rupere la bază.

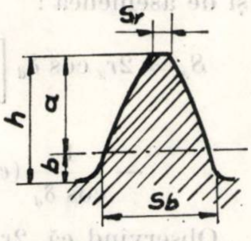


Fig. 2. Dinte corijat excesiv pozitiv. Pericol de spargere la vîrf.

În prezent în literatura de specialitate se dau relații pentru verificarea grosimii dintelui pe coarda constantă și pe cercul de divizare, pentru cazuri concrete de danturi.

De asemenea, există pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepți o relație care stabilește grosimea dintelui acestui tip de roți S_x la o rază oarecare R_x:

$$S_x = R_x \left[\frac{\pi}{Z} + \frac{4\,\delta}{m \cdot z} \operatorname{tg} \alpha - 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \right] \qquad (1)$$

în care:

z este numărul de dinți al roții dințate;
$\delta = \pm m\xi$ — valoarea corijării profilului;
m — modulul roții dințate;
ξ — coeficientul de deplasare specifică a profilului;
α — unghiul de angrenare pe cercul de divizare (la danturile standardizate, $\alpha = 20°$);
α_x — unghiul de angrenare pe cercul de rază Rx
$ev\alpha$ — funcția evolventă:

$$ev\,\alpha = \operatorname{tg}\alpha - (\alpha)^{rad}. \qquad (2)$$

Relația se mai poate pune sub forma:

$$S_x = R_x \left[\frac{\pi}{z} + \frac{4\,\xi \operatorname{tg} \alpha}{z} - 2\,(ev\,\alpha_x - ev\,\alpha) \right] \qquad (3)$$

Relația servește pentru verificare la orice rază a grosimii dintelui, însă numai pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepți, nu și pentru cele cilindrice cu dinți înclinați, cu atît mai puțin pentru cele conice cu dinți rectilinii înclinați și corijați radial și tangențial. Plecînd de la relația (1), în continuare se vor introduce în calcul deosebirile dintre cazul cel mai simplu de angrenaje și ultimul dintre cele menționate, ajungînd la o relație cu care se pot calcula grosimile dintelui pe un cerc de rază dată pentru orice angrenaj exterior cu flancuri evolventice rectilinii. Rezultă deci că relația are un caracter generalizator, cazurile cunoscute de angrenaje cu dinți rectilinii putîndu-se deduce din aceasta, prin modificarea corespunzătoare a parametrilor care determină caracteristica roților dințate respective.

Relația nu se aplică la roțile dințate cu dantură tip Novicov, la roțile melcate și la roțile dințate conice cu dinți curbi.

Fie cazul cel mai general, al unei roți dințate conice cu dinți înclinați față de generatoarea conului de divizare cu unghiul β, cu semiunghiul conului de divizare δ_d, raza de divizare R_d, raza exterioară R_e (fig. 3).

Pentru unele calcule de proiectare se consideră că într-o secțiune normală pe generatoarea conului de rulare al roții dințate conice fiecare punct al flancurilor în contact cu flancurile danturii conjugate se poate asimila cu punctul similar al secțiunii normale pe flancurile danturii unei roți dințate cilindrice cu dinți drepți sau înclinați (după cum dantura conică în discuție are flancurile paralele sau înclinate față de generatoarea conului de rulare), avînd raza corespunzătoare. În această accepţiune raza de divizare R_d ar trebui înlocuită în calcule cu r_d, iar respectiv raza exterioară R_e se înlocuieşte cu r_e. În această situaţie, evident raza de divizare devine r_d, şi respectiv raza exterioară devine r_e.

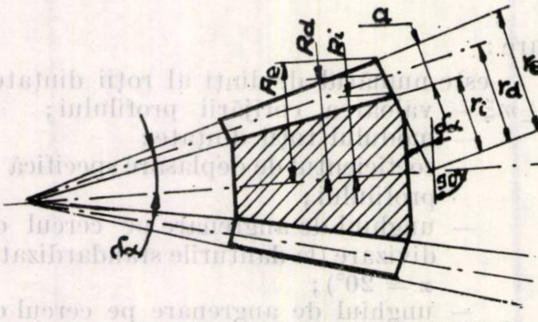


Fig. 3. Roată dinţată conică (elemente geometrice de calcul).

Astfel privită problema, rezultă din consideraţii geometrice :

$$r_d = \frac{R_d}{\cos \delta_d} \qquad (4)$$

şi

$$r_d = \frac{R_d}{\cos \delta_d} + a \qquad (4')$$

unde a este înălţimea dintelui, conform standardelor în vigoare şi procedeului de execuţie a roţii.

Pentru raza de divizare fictivă (de pe conul suplimentar exterior) r_d corespunde un număr de dinţi :

$$z' = \frac{r_d}{m} = \frac{R_d}{m \cos \delta_d} = \frac{z}{\cos \delta_d}. \qquad (5)$$

$$\text{deci } z' = \frac{z}{\cos \delta_d}$$

Pe de altă parte, din consideraţii geometrice avem relaţia :

$$\cos \alpha_x = \cos \alpha \frac{r_d}{r_x} = \cos \alpha \frac{R_d}{R_x} \qquad (6)$$

rezultînd că unghiul de angrenare α rămîne neschimbat în cazul roţii fictive, iar odată cu el şi termenii dependenţi de acesta din relaţia (1) de la care s-a pornit. Valoare lui se poate calcula uşor din relaţia (6). Totodată, ţinînd cont de faptul că numărul de dinţi ai roţii cilindrice ideale cu dinţi drepţi, de înlocuire a roţii cilindrice reale cu dinţi înclinaţi, este dat de relaţia :

$$z_i = \frac{z}{\cos^3 \beta} \qquad (7)$$

în care β este unghiul de înclinare de divizare, rezultă că relaţia (5) devine :

$$z'' = \frac{z}{\cos \delta_d \cos^3 \beta} \qquad (8)$$

În sfîrşit, în cazul roţilor conice cu dinţ înclinaţi intervine de obicei coeficientul de corijare tangenţială τ al dintelui, independent de toţi parametrii danturii, şi care îngroaşă sau subţiază cu o valoare constantă dintele pe toată înălţimea acestuia :

$$S'_\tau = \pm\, \tau . m \qquad (9)$$

În relaţia de mai sus :

S'_τ este valoarea îngroşării tangenţiale a dintelui ;

τ — coeficientul deplasării specifice tangenţiale ;

m — modulul roţii dinţate.

Ţinînd seama de toate consideraţiile amintite mai sus, prin însumarea factorilor de influenţă discutaţi relaţia (3) va deveni :

$$S_x = r_x \left[\frac{\pi \cos \delta_d \cos^3 \beta}{z} + \frac{4 \xi \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_d \cos^3 \beta}{z} - 2\,(ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) \right] + \tau \cdot m \qquad (10)$$

sau

$$S_x = r_x \left[\frac{\cos \delta_d \cos^3 \beta}{z} (\pi + 4 \xi \operatorname{tg} \alpha) - 2\,(ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) \right] + \tau . m \qquad (11)$$

şi de asemenea :

$$S_x = 2 r_x \cos \delta_d \left[\frac{\cos^3 \beta}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha \right) - \frac{1}{\cos \delta_d} (ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) \right] + \tau \cdot m \qquad (12)$$

Observînd că $2 r_x \cos \delta_d = D_x$ (13)

unde D_x este un diametru oarecare, şi că

$$\frac{\pi}{2} \cong 1{,}5708 \qquad (14)$$

rezultă că

$$S_x = D_x \left[\frac{\cos^3 \beta}{z} (1{,}5708 + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha) - \frac{1}{\cos \delta_d} (ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) \right] + \tau \cdot m \qquad (15)$$

Evident, în planul frontal al roţii vom putea utiliza relaţia :

$$S_{xf} = D_x \left[\frac{\cos^3 \beta}{z} (1{,}5708 + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha) - \frac{1}{\cos \delta_d} (ev\, \alpha_x - ev\, \alpha) \right] + \tau_f \cdot m_f \qquad (16)$$

iar în cel normal pe generatoare conului de divizare :

$$S_{xn} = D_x \Bigg[\frac{\cos^3\beta}{z} (1{,}5708 + 2\xi_p \operatorname{tg}\alpha) -$$

$$- \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\,\alpha_x - ev\alpha) \Bigg] + \tau_n \cdot m_n \quad (17)$$

Ca exemplificare aplicativă, pentru diametrul de vîrf *De*, respectiv unghiul de angrenare la vîrf α_e, se pot deduce relaţiile :

$$S_{ef} = D_e \Bigg[\frac{\cos^3\beta}{z} (1{,}5708 + 2\xi_f \operatorname{tg}\alpha) -$$

$$- \frac{1}{\cos\alpha_d} (ev\,\alpha_e - ev\,\alpha) \Bigg] + \tau_f \cdot m_f \quad (18)$$

sau :

$$S_{en} = D_e \Bigg[\frac{\cos^3\beta}{z} 1{,}5708 + 2\xi_n \operatorname{tg}\alpha) -$$

$$- \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\,\alpha_e - ev\,\alpha) \Bigg] + \tau_n \cdot m_n \quad (19)$$

La fel se poate proceda şi pentru diametrul de fund D_i.

Cazurile particulare rezultă din ecuaţia generală, prin anularea în relaţia (15) a termenilor ce nu sînt specifici danturii, după cum urmează :

a) roată conică cu dinţi înclinaţi, necorijaţi :

$$(\xi = \tau = 0)$$

Relaţia (15) devine :

$$S_x = D \left[\frac{1{,}5708 \cos^3\beta}{z} - \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\,\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (20)$$

şi tot aşa, relaţia (10) devine :

$$S_x = r_x \Bigg[\frac{\pi \cos\delta_d \cos^3\beta}{z} - 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \quad (21)$$

b) roată conică cu dinţi drepţi, corijaţi :

$$(\beta = 0, \ \cos\beta = 1).$$

Relaţia (15) devine :

$$S_x = D_x \Bigg[\frac{1{,}5708 + 2\xi \operatorname{tg}\alpha}{z} -$$

$$- \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\alpha_x - ev\alpha) \Bigg] + \tau \cdot m \quad (22)$$

şi tot aşa, relaţia (10) devine :

$$S_x = r_x \Bigg[\frac{\pi \cos\delta_d}{z} + \frac{4\xi \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_d}{z} -$$

$$- 2\,(ev\,\alpha_x - ev\,\alpha) \Bigg] + \tau \cdot m \quad (23)$$

c) roată conică cu dinţi drepţi, necorijaţi

$$(\beta = 0, \ \cos\beta = 1, \ \tau = \xi = 0)$$

Relaţia (15) devine :

$$S_x = D_x \left[\frac{\pi}{2z} - \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\,\alpha_x - ev\,\alpha) \right] \quad (24)$$

şi tot aşa, relaţia (10) devine :

$$S_x = r_x \left[\frac{\pi \cos\delta_d}{z} - 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (25)$$

d) roată conică cu dinţi drepţi cu corijare radială (cu corijare tangenţială nulă) :

$$(\beta = 0, \ \cos\beta = 1 \ \tau = 0)$$

relaţia (15) devine :

$$S_x = D_x \left[\frac{1{,}5708 + 2\xi \operatorname{tg}\alpha}{z} - \frac{1}{\cos\delta_d} (ev\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (26)$$

şi tot aşa relaţia (10) devine :

$$S_x = r_x \left[\frac{\pi \cos\delta_d}{z} + \frac{4\xi \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_d}{z} - 2\,(ev\,\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (27)$$

e) roată cilindrică cu dinţi înclinaţi, cu corijare radială a profilului :

$$(\beta \neq 0, \ \delta = 0, \ \xi \neq 0)$$

Relaţia (15) devine :

$$S_x = D_x \Bigg[\frac{\cos^3\beta}{z} (1{,}5708 + 2\xi \operatorname{tg}\alpha) -$$

$$- ev\alpha_x + ev\alpha) \Bigg] \quad (28)$$

şi tot aşa, relaţia (10) devine :

$$S_x = R_x \Bigg[\frac{\pi \cos^3\beta}{z} + \frac{4\xi \operatorname{tg}\alpha \cos^3\beta}{z} -$$

$$- 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \Bigg]. \quad (29)$$

f) roată cilindrică cu dinţi drepţi, cu corijare radială :

$$(\beta = 0, \ \xi \neq 0, \ \delta = 0)$$

Aceleaşi relaţii devin :

$$S_x = D_x \left[\frac{1{,}5708 + 2\xi \operatorname{tg}\alpha}{z} - ev\alpha_x + ev\alpha \right] \quad (30)$$

şi respectiv :

$$S_x = R_x \left[\frac{\pi}{z} + \frac{4\xi \operatorname{tg}\alpha}{z} - 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (31 \equiv 3)$$

g) roată cilindrică cu dinţi înclinaţi necorijaţi :

$$(\beta \neq 0, \ \xi = 0, \ \tau = 0, \ \delta = 0)$$

Relaţiile devin :

$$S_x = D_x \left[\frac{1{,}5708 \cos^3\beta}{z} - ev\alpha_x + ev\alpha \right] \quad (32)$$

şi respectiv :

$$S_x = R_x \left[\frac{\pi \cos^3\beta}{z} - 2\,(ev\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (33)$$

şi în sfîrşit, cazul cel mai simplu :

h) roată cilindrică cu dinţi drepţi, necorijaţi :

$$(\beta = 0,\ \xi = 0,\ \tau = 0,\ \delta = 0)$$

Relaţiile (15) şi respectiv (10), devin :

$$S_x = D_x \left(\frac{1{,}5708}{z} - ev\alpha_x + ev\,\alpha \right) \quad (34)$$

şi

$$S_x = R_x \left[\frac{\pi}{z} - 2\,(ev\,\alpha_x - ev\alpha) \right] \quad (35)$$

După cum rezultă din analiza făcută relaţia de calcul a grosimii dintelui prezentată în formulele (10) şi (15), folosibile după preferinţă, are un caracter general pentru toate roţile dinţate cu dantură evolventică cu flancuri liniare, fiecare din tipurile de roţi dinţate folosite în mod curent putîndu-se încadra în cazul general a roţii dinţate conice cu dinţi înclinaţi şi corijaţi radial şi tangenţial. Ea este utilă în calculul de verificare al roţilor dinţate de toate tipurile amintite şi mai ales la cele cu module mai mari de 8, la care este obligatorie verificarea grosimii dintelui pe coarda constantă. Rezultatele aplicării ei sînt foarte apropiate de datele empirice tabelare conţinute în literatura de specialitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E* : Angrenaje : Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[2] *Bucşa, N., Cristofor, N.* : Îndrumătorul tehnicianului proiectant de maşini şi utilaje. Editura tehnică — 1967 Buc.

[3] *Manea*, ş.a. : Organe de maşini. Editura tehnică, Bucureşti, 1956, 1958.

[4] *Bunescu*, ş.a. : Raţionalizarea calculelor în proiectarea maşinilor. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.

[5] *Maroş, D.* : Cinematica roţilor dinţate. Editura tehnică, Bucureşti, 1965.

[6] *Artobolevschi, I. I.* : Teoria mecanismelor şi maşinilor. Editura tehnică, Bucureşti, 1955.

[7] *Reşetov, D. N.* : Detalii maşin. Maşghiz, Moskva 1961.

Summary

Starting from a known calculus relation used for finding out the teeth thickness of the cylindrical gears with straight teeth at any diameter there are presented the differences between these types of wheels and the other gears with linear flanks and involute profile toothing.

Including the specific parameter for all these types of wheels into the teeth thickness equation the author suggests a generalized relation for the calculus of the tooth thicness for cylindrical and conical gears with straight or sloped involute toothing, corrected or noncorrected.

The relation can be used for any kind of the above mentioned gears, if the nonspecific terms for each type of toothing are cancelled.

Résumé

À partir d'une relation connue utilisée pour le calcul de l'épaisseur des dents de n'importe quel diamètre, des roues dentées cylindriques à denture droite, on remarque les différences entre ce type de roues et les autres engrenages ayant la denture à flancs linéaires et le profil en développante. Par suite de l'introduction dans l'équation de l'épaisseur de la dent, des thermes, spécifiques pour tous ces types de roues l'auteur propose une relation généralisée pour le calcul de l'épaisseur de la dent des roues dentées cylindriques et coniques à denture en développante, droite ou inclinée, corrigée ou non corrigée. En annulant les thermes non spécifiques à chaque type de denture, la relation peut être appliqués à tous les types de roues dentées ci-dessus mentionnées.

Zusammenfassung

Der Arbeit geht von der bekannten Korrelation für die Zahndickeberechnung bei einem gewissen Durchmesser der zylindrischen Zahnrädern mit gerder Zahnung aus, und man macht Bemerkungen über die Unterschiede zwischen diesem Rädertyp und den anderen Getrieben mit der Zahnung in Form von Liniarflanken und evolventischem Profil.

Da in der Zahndickegleichung die spezifischen Glieder für alle Rädertypen einbegriffen wurden, schlägt der Autor eine allgemeine Beziehung für die Zahndickeberechnung bei zylindrischen und kegelförmigen Zahnrädern vor, mit grader evolventischer oder geneigter, korrigierter oder unkorrigierter Zahnung. Durch die Anullierung der unspezifischen Glieder jedes Zahnungstyps kann die Beziehung auf jedem Typ von Zahnrädern angewendet werden.

Резюме

Исходя из известного соотношения для расчета толщины зубьев для любого диаметра зубчатых цилиндрических колес с прямыми зубьями, авторы показывают разницу между этим типом колес и другими зубчатыми передачами с зубьями с прямыми боками и с эвольвентным профилем. В последствии включения в управление толщины зуба специальных членов для всех типов колес, автор предлагает обобщенное отношение для расчета толщины зубьев цилиндрических и конических зубчатых колес с эвольвентными прямыми или наклонными зубцами, коррегированными или некоррегированными.

При помощи аннулирования неспецифических членов, к каждому типу зубьев нужно применять данное отношение для любого вида вышеупомянутых зубчатых колес.

CZ ; 621.835.2 ; 531.1

Sinteza cinematică a mecanismelor cu came diferite și montate în paralel*)

Anghel **RAICU** — Institutul de construcții – facultatea de utilaj tehnologic – București

Mecanismele legate în paralel trebuie să aibă o anumită dependență între ele. Pentru două mecanisme cu came profilele celor două came trebuie să fie astfel proiectate, încît legea de mișcare la tachet să fie aceeași. În această lucrare se stabilește pe cale analitică profilul unei came cînd este cunoscut profilul celeilalte came.

1. Introducere

Transmiterea mișcării prin lanțuri cinematice identice sau diferite și montate în paralel este frecvent folosită în practică. Motivele adoptării unor asemenea soluții constructive sînt diverse.

Un astfel de caz se întîlnește la unele mașini de rectificat came. Schema folosită este dată în figura 1. Cama de realizat este notată cu 3. Deplasarea pîrghiei 5, astfel încît la operația de rectificare să rezulte profilul prescris pentru cama 3, se face cu ajutorul unui alt mecanism cu camă montat în paralel, adică rola 1 și cama reproducătoare 2. Cele două lanțuri 1—2 și 3—4 trebuie să realizeze aceeași lege de mișcare la pîrghia 5, ceea ce implică o dependență între profilele celor două came, cea de realizat și cea reproducătoare.

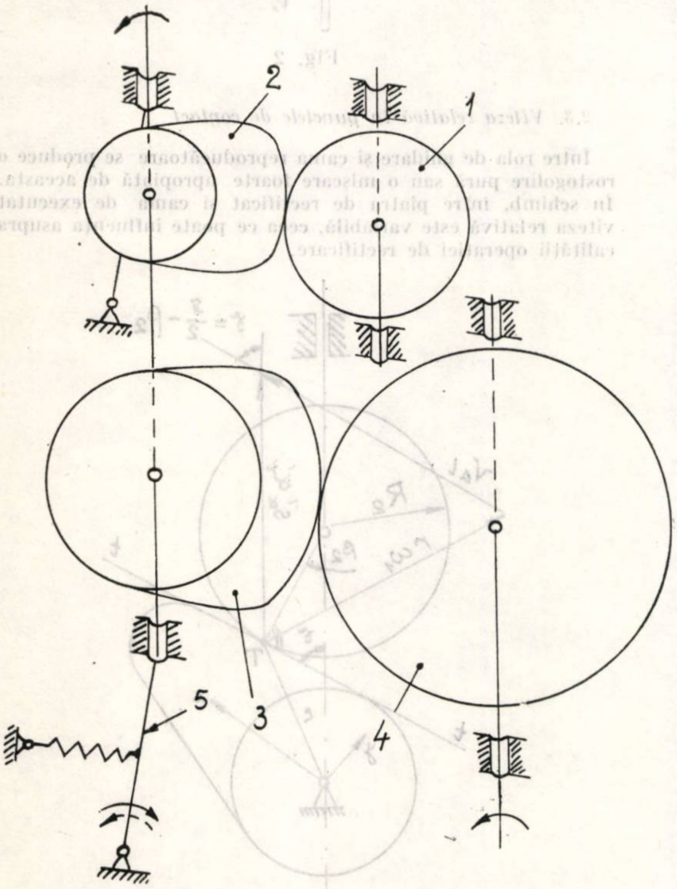


Fig. 1

2. Calculul profilului camelor

2.1. *Teoria generală*

Fie perechea de lanțuri cinematice montate în paralel ca în figura 2. Coordonatele centrelor celor două cercuri C_1 și C_2 care simbolizează rola de ghidare și piatra de rectificat au centrele :

$$\begin{aligned} &O_1 \{(s - a)\sin\alpha \,;\ (s - a)\cdot\cos\alpha\} \\ &O_2 \{s\cdot\sin\alpha \,;\ s\cdot\cos\alpha\} \end{aligned} \tag{1}$$

iar ecuațiile cercurilor vor fi :

$$\begin{aligned} C1\,(x, y, \alpha) &\equiv \{x - (s - a)\sin\alpha\}^2 + \{y - \\ &\quad - (s - a)\cos\alpha\}^2 - R_1^2 = 0 \\ C\,2\,(x, y, \alpha) &\equiv \{x - s\cdot\sin\alpha\}^2 + \{y - \\ &\quad - s\cdot\cos\alpha\}^2 - R_2^2 = 0 \end{aligned} \tag{2}$$

Pentru o anumită curbă *I* 1 pe care se rostogolește cercul *C*1 va rezulta o anumită curbă *I*2 ca înfășurătoare a familiei de cercuri C2. Aceasta este de altfel problema fundamentală în proiectarea unor astfel de mecanisme, adică determinarea înfășurătorii unei familii de curbe definite printr-o relație față de altă familie de curbe.

Din figura 2 se mai observă ușor că și curba *I*1 este înfășurătoarea familiei de cercuri *C*1.

La mecanismul analizat—dacă profilele *I*1, *C*1 și *C*2 sînt date — înfășurătoarea *I*2 se obține rezolvînd sistemul:

$$\begin{cases} C2\,(x, y, \alpha) = 0 \\ C2'_\alpha\,(x, y, \alpha) = 0 \end{cases} \tag{3}$$

Soluția :

$$\begin{cases} x = x\,(\alpha) \\ y = y\,(\alpha) \end{cases}$$

reprezintă coordonatele punctului *T*2 de tangență între cercul *C*2 și înfășurătoarea *I*2, adică ecuațiile parametrice ale curbei *I*2.

Pentru o lege dată :

$$s = s\,(\alpha) \tag{4}$$

sistemul (3) capătă forma :

$$\begin{cases} (x - s\cdot\sin\alpha)^2 + (y - s\cdot\cos\alpha)^2 - R_2^2 = 0 \\ (x - s\cdot\sin\alpha)\cdot(-s'_\alpha\cdot\sin\alpha - s\cdot\cos\alpha) + \\ \qquad + (y - s\cdot\cos\alpha)\,(-\,s'_\alpha\cdot\cos\alpha + s\cdot\sin\alpha) = 0 \end{cases} \tag{5}$$

---

* Acest studiu a fost elaborat în cadrul unui contract cu Întreprinderea ,,Timpuri noi'' din București. Relațiile stabilite au permis determinarea profilului camei reproducătoare de la mașina de rectificat, pentru axul cu came al motoarelor de fabricație curentă.

și admite soluțiile:

$$x = s\cdot\sin\alpha \pm \frac{R_2}{\sqrt{1+\dfrac{s'_\alpha\cdot\sin\alpha + s\cdot\cos\alpha)^2}{(-s'_\alpha\cdot\cos\alpha + s\cdot\sin\alpha)^2}}}$$

$$y = s\cdot\cos\alpha \pm \frac{R_2}{\sqrt{1+\dfrac{(-s'_\alpha\cdot\cos\alpha + s\cdot\sin\alpha)^2}{(s'_\alpha\cdot\sin\alpha + s\cdot\cos\alpha)^2}}} \tag{6}$$

care reprezintă coordonatele unui punct al profilului camei reproducătoare.

În coordonate polare profilul este dat de:

$$r = \sqrt{x^2+y^2} \quad ; \quad \mathrm{tg}\varphi = y/x \tag{7}$$

Calculele sînt mai simple sau mai complicate, după cum forma relației $s = s(\alpha)$ este mai simplă sau mai complicată.

Cazul elementar:

$$s = k; \quad k = \text{constantă} \tag{8}$$

conduce la:

$$x = (k \pm R_2)\cdot\sin\alpha$$
$$y = (k \pm R_2)\cdot\cos\alpha \tag{9}$$

adică înfășurătoarea este un cerc.

Ghidarea rolei se poate face fie pe cercul de rază $(k + R_2)$, fie pe cercul de rază $(k - R_2)$.

În unele situații legea s este dată tabelar, sub forma unor perechi de valori (α_1, s_1), (α_2, s_2) ... În acest caz coordonatele x și y corespunzătoare unghiului α_i se determină substituind:

$$\alpha \text{ prin } \alpha_i$$
$$s \text{ prin } s_i \tag{10}$$
$$s'_\alpha = \frac{s_{i+1} - s_{i-1}}{\alpha_{i+1} - \alpha_{i-1}}$$

cu condiția ca pozițiile $i-1$, i, $i+1$ să fie suficient de apropiate.

2.2. Unghiul de presiune

La mecanismele cu came o analiză amănunțită trebuie făcută asupra unghiului de presiune respectiv asupra unghiului de transmitere). Cu notațiile din figura 2 se observă că la valori mici ale unghiurilor β corespund reacții scăzute în punctele de contact $T1$ și $T2$ în raport cu efortul din tachet.

Panta dreptei O_2T_2 este:

$$\mathrm{tg}\,\theta 2 = \frac{y_{02} - y_{T2}}{x_{02} - x_{T2}} = \frac{s'_\alpha\cdot\sin\alpha + s\cdot\cos\alpha}{-s'_\alpha\cdot\cos\alpha + s\cdot\sin\alpha} \tag{11}$$

și deci:

$$\beta_2 = \theta_2 - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \tag{12}$$

În mod analog se obține:

$$\mathrm{tg}\,\theta 1 = \frac{s'_\alpha\cdot\sin\alpha + (s-a)\cdot\cos\alpha}{-s'_\alpha\cdot\cos\alpha + (s-a)\cdot\sin\alpha} \tag{13}$$

și deci:

$$\beta_1 = \theta 1 - \left(\frac{\pi}{2} - \alpha\right) \tag{14}$$

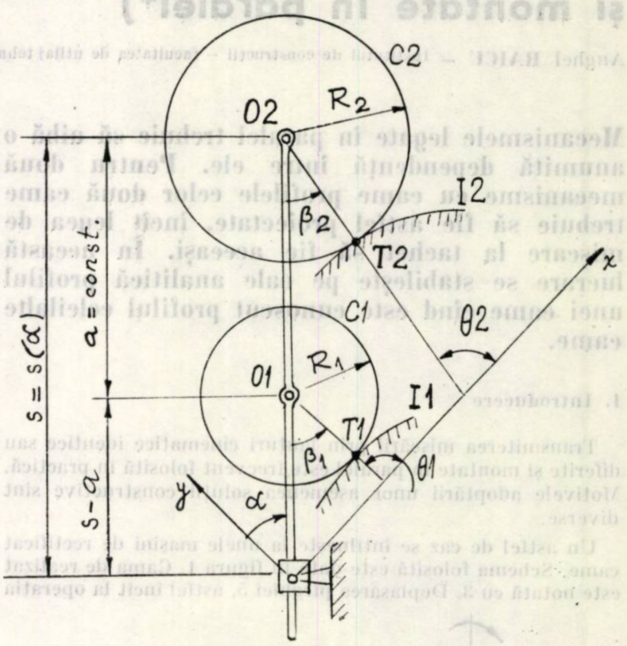


Fig. 2

2.3. Viteza relativă în punctele de contact

Între rola de ghidare și cama reproducătoare se produce o rostogolire pură sau o mișcare foarte apropiată de aceasta. În schimb, între piatra de rectificat și cama de executat viteza relativă este variabilă, ceea ce poate influența asupra calității operației de rectificare.

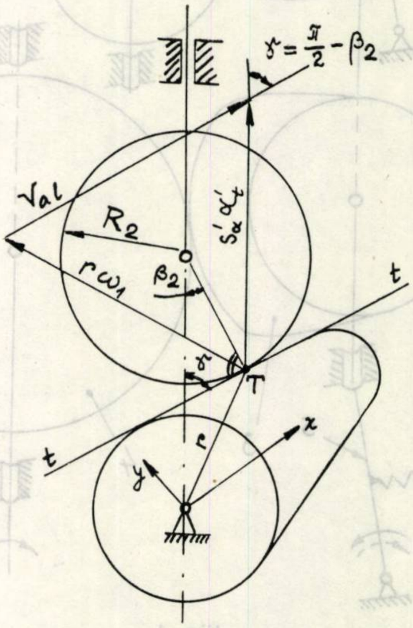


Fig. 3

Cu notațiile din figura 3, în ipoteza că piatra de rectificat de rază R_2 este fixă pe axul ei, se deduce viteza de alunecare v_{al} din relația:

$$(r\omega_1)^2 - v_{al}^2 + (s'_\alpha\cdot\alpha'_t)^2 - 2v_{al}\,s'_\alpha\,\alpha'_t\cos\gamma \tag{15}$$

unde unghiul β_2 se determină cu relaţia (12), iar raza vectoare r cu relaţia:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (16)$$

x şi y fiind coordonatele unui punct curent al profilului camei.

În timpul rectificării, viteza periferică a pietrei de rectificat este:

$$v_p = \omega_p \cdot R_2$$

Viteza relativă va fi:

$$v_r = v_p \pm v_{al}$$

Semnul $\pm$ corespunde celor două situaţii posibile de rotire a camei şi de rotire a pietrei de rectificat:

- în sens contrar;
- în acelaşi sens.

Este evident că pe cercul minim:

$$v_r = v_p \pm \omega_1 r_{min}$$

deoarece $s'_\alpha = 0$ şi, de asemenea:

$$v_r = v_p \pm \omega_1 r_{max}$$

pe cercul de rază maximă.

3. Concluzii

Cele cîteva probleme analizate în cadrul acestei lucrări ajută la proiectarea lanţurilor cu came, montate în paralel, avînd aplicaţie la proiectarea camei reproducătoare de la unele maşini de rectificat came. Relaţiile stabilite sînt simple ca formă şi pot fi folosite atît pentru studiul analitic cît şi pentru studiul discret cu puncte date iniţial. Acest lucru este foarte convenabil în folosirea calculatoarelor electronice, cînd legea spaţiului este complicată ca formă.

În orice situaţie, la proiectarea lanţurilor cu came montate în paralel trebuie analizate în principal aspectele descrise anterior:

— stabilirea profilului unei came în dependenţă de profilul celeilalte came:

— analiza unghiului de presiune pentru evitarea blocării în anumite puncte ale mecanismului;

— analiza vitezei de alunecare, în special la mecanismele cu tachet fără rolă şi la mecanismele pentru rectificat, pentru a evita uzarea inegală în timp scurt a celor două mecanisme, respectiv pentru a asigura o viteză de rectificare recomandată;

— analiza efectului erorilor de execuţie a pieselor componente asupra funcţionării în ansamblu a lanţului cinematic.

Aspectele analizate pot fi extinse. Relaţiile deduse pot fi folosite la proiectarea mecanismelor de acest fel, impunînd iniţial anumite condiţii considerate criterii de optimizare. Se pot face de exemplu discuţii asupra gabaritului, asupra cinematicii, asupra forţelor din cuple, asupra calităţii rectificării etc. De asemenea, un eventual program pentru calculator conceput pentru anumiţi parametri trebuie rulat în mai multe variante cu parametrii modificaţi, pentru a găsi **echilibrul** între principalii indici calitativi şi a stabili astfel soluţia optimă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.*: Maşini-unelte. Vol. I, II, III. Ed. tehnică 1969—1972.

[2] *Rotbart, H. A.*: Cams, New York, John Wiley & Sons, Inc.

[3] *Tutunaru, D.*: Mecanisme cu came. Editura tehnică, 1959.

[4] *Luţă, L.*: Procedeu pentru execuţia şablonului de copiat came. In: Construcţia de maşini nr. 7, 1973.

[5] *Schwarz, M., Moaşă, V.*: Calculul pe maşina electronică de calcul a profilului camei reproducătoare pentru maşini de rectificat axe cu came. In: ,,Lucrările sesiunii ştiinţifice comune din domeniul construcţiilor de maşini a Întrepr. mecanice'' Nicolina-Iaşi şi a Facultăţii de mecanică a Inst. politehnic din Iaşi, 1974.

[6] *Pelecudi, Chr.*: Bazele analizei mecanismelor — Ed. Academiei RSR, Bucureşti, 1967.

[7] *Raicu, Anghel*: Proiectarea mecanismelor cu came. Sinteză documentară — CNST-INID, 1973.

[8] *Catrina, D. şi colab.*: Profilul şablonului la copiere plană, In: ,,Construcţia de maşini'', XXVI, nr. 5—6, 1974.

Summary

The parallel operating mechanisms must be interdependent. For two mechanisms with cams the profiles of the two cams must be designed so that the moving law of cam as regard to the cam follower remains the same.

This paper established, in an analitical way, the profile of the other cam when one profile is already known and when the mechanisms have roller tappets. The presented calculi can be used in order to establish the profile of the gauge cam of the cams grinding machine.

Résumé

Les mécanismes qui travaillent en parallèle doivent avoir une certaine interdépendance. Pour deux mécanismes à cames, les profils des deux cames doivent être conçus de manière que la loi de mouvement au taquet soit pareille pour les deux mécanismes. L'étude établit par voie analitique, à partir du profil d'une came, le profil de l'autre came, les mécanismes ayant des taquets à galets. Ces calculs présentés peuvent être employés à la détermination du profil de la came — calibre pour les rectifieuses des cames.

Zusammenfassung

Die paralell verbundenen Mechanismen müssen eine gewisse Abhängigkeit aufweisen. Für zwei Nockengetriebe müssen die Profile der zwei Nocken so projektiert sein, dass das Bewegungsgesetz des Nockenhebels dasselbe bleibe. Es wird analytisch das Profil einer Nocke festgelegt, wenn das Profil der anderen bekannt ist, und wenn die Mechanismen mit Rollenstösseln versehen sind. Die beschriebenen Berechnungen können bei der Bestimmung des Schablonenockenprofils bei Nockenschleifmaschinen ängewendet werden.

Резюме

Механизмы, соединенные параллельно, имеют взаимную связь. Для двух механизмов с кулачками, профили обоих кулачков должны быть спроектированы таким образом, чтобы закон движения толкателя остался неизменным.

Настоящий труд устанавливает, аналитическим способом, профиль другого кулачка, когда известны данные профиля одного кулачка, и механизмы предусмотрены роликовыми толкателями.

Представлены расчеты для установления профиля шаблонного кулачка машин для шлифования кулачков.

◆

CZ: 531.1 : 62-231.2

Precizia cinematică a lanțurilor cinematice de rulare

Ing. Vasile **MORARU** – Institutul politehnic – București

1. Considerații generale

Este cunoscut faptul că angrenajelor care funcționează la viteze mari le sînt impuse condiții de precizie riguroase. Aceeași precizie ridicată se cere și angrenajelor care funcționează la viteze mai scăzute însă care trebuie să asigure transmiterea mișcării în anumite condiții de precizie (angrenajele folosite în lanțurile cinematice de rulare, de filetare, de detalonare, de divizare etc.). Precizia unui angrenaj depinde de precizia mașinii de danturat pe care au fost prelucrate roțile dințate ce-l compun. O sursă importantă de erori la prelucrarea roților dințate o constituie imprecizia mișcărilor de rulare a sculei și respectiv a piesei prelucrate, ca urmare a impreciziei mecanismelor care intră în componența lanțului cinematic de rulare. Cunoașterea mărimii amplitudinii acestei erori prezintă importanță atît pentru faza de proiectare a mașinii cît și pentru cea de exploatare, dînd posibilitatea aprecierii preciziei roții dințate ce va fi prelucrată.

În această lucrare se vor aborda problemele legate de erorile cinematice ale lanțurilor de rulare de la mașinile de prelucrat roți dințate cu freza-melc. Erorile mecanismelor componente ale lanțurilor cinematice împiedică respectarea condiției cinematice a rulării exprimate prin raportul de transfer a mecanismului fictiv $i_w = \frac{v}{R_b \omega}$ (fig. 1) și ca urmare generarea profilului evolventic se va face cu erori (fig. 2).

Dacă se consideră lanțul cinematic de rulare prezentat în figura 3, se poate constata că în cazul în care roata conducătoare a unuia din angrenajele situate pe ramura superioară (ramura sculei) este executată cu erori, la roata condusă și în final la freza-melc se va transmite o turație neuniformă și ca urmare a acestei mișcări neuniforme a frezei-melc, cremaliera de referință va avea o deplasare oscilantă cu o viteză accelerată sau decelerată.

În figura 1 *b* se prezintă eroarea de deplasare a cremalierei de referință, numită și eroare de rulare, cu amplitudinea $\Delta a = PA - PA'$ și frecvența n (n fiind turația roții cu erori din lanțul cinematic). Pentru a se aprecia cu mai multă ușurință influența erorilor mecanismului lanțului cinematic asupra profilului prelucrat, frecvența și perioada erorii de rulare sînt raportate la o rotație a roții piesă, astfel încît în abscisă unghiul φ de rotire al piesei se poate scrie frecvența:

$$\nu = \frac{n}{n_p} \tag{1}$$

iar perioada în grade:

$$p = \frac{360°}{\nu} \tag{2}$$

Eroarea de rulare se determină ușor dacă se particularizează relația (vezi [7]),

$$\Delta Y_{eq} = Y_e \frac{\Delta i_q}{iq} \tag{3}$$

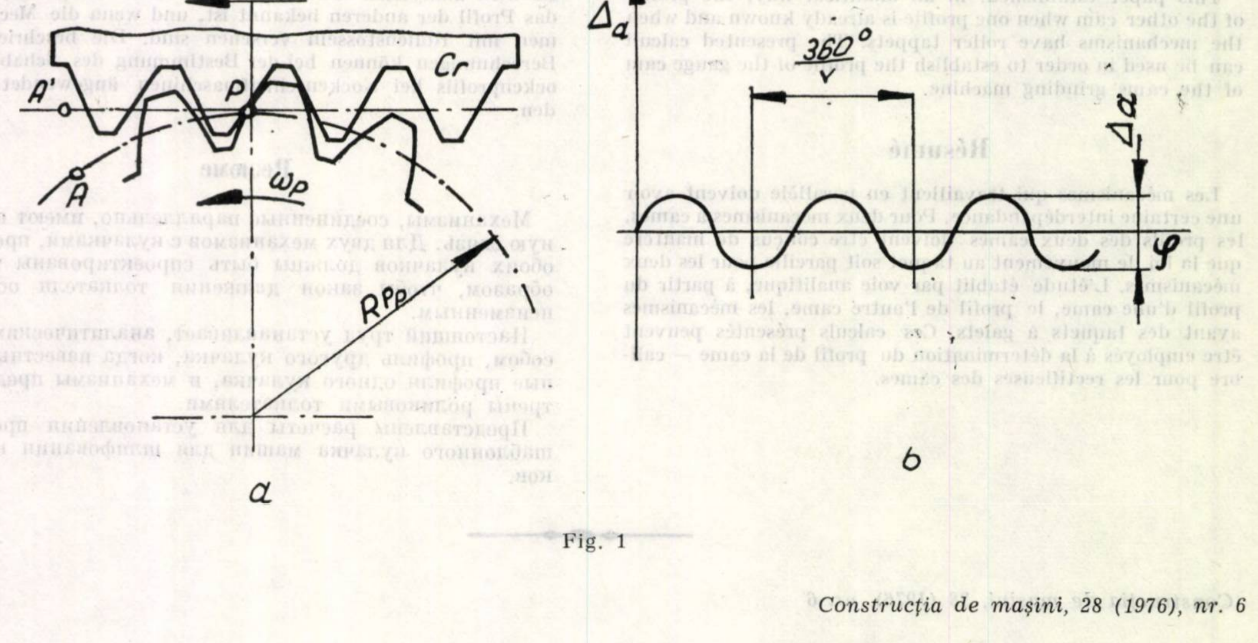


Fig. 1

pentru cazul lanţului cinematic de rulare, particularizare care constă în explicitarea lui Δi_q.

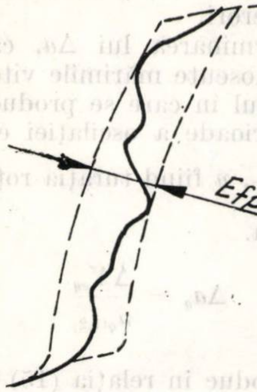


Fig. 2

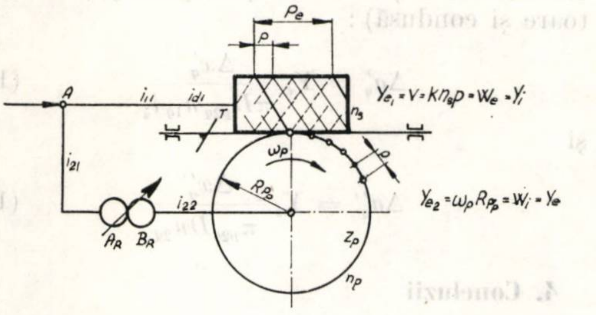


Fig. 3

2. Determinarea amplitudinilor oscilaţiei raportului de transmitere Δiq şi a mărimii de ieşire Δy_{eq}

În continuare se va determina Δi_q pentru angrenaje, deoarece în componenţa unui lanţ cinematic de rulare al unei maşini cu freză-melc intră numai angrenaje. Cunoaşterea mărimii amplitudinii erorii liniare Δx a unui angrenaj [7] înlesneşte determinarea amplitudinii Δi_q. Considerînd angrenajul din figura 4, la care roata conducătoare este z_1, se poate scrie raportul de transmitere şi funcţie de unghiurile φ_1 şi φ_2 de rotire ale roţilor la o deplasare x a cremalierei de referinţă :

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{\varphi_2}{\varphi_1} \tag{4}$$

Deoarece erorile liniare Δx datorite erorilor celor două roţi ale angrenajului (conducătoare şi condusă) nu pot fi însumate decît în cazul particular al raportului de transmitere 1/1, se impune considerarea celor două situaţii.

a) Eroarea liniară este cauzată de către erorile roţii conducătoare z_1, ceea ce determină la roata condusă z_2 o rotire suplimentară $\Delta\varphi_2'$.

$$i + \Delta i' = \frac{\varphi_2 + \Delta\varphi_2'}{\varphi_1} = i + \frac{\Delta\varphi_2'}{\varphi_1} \tag{5}$$

Din relaţia (5) rezultă $\Delta i'$ ca fiind :

$$\Delta i' = \frac{\Delta\varphi_2'}{\varphi_1} \tag{6}$$

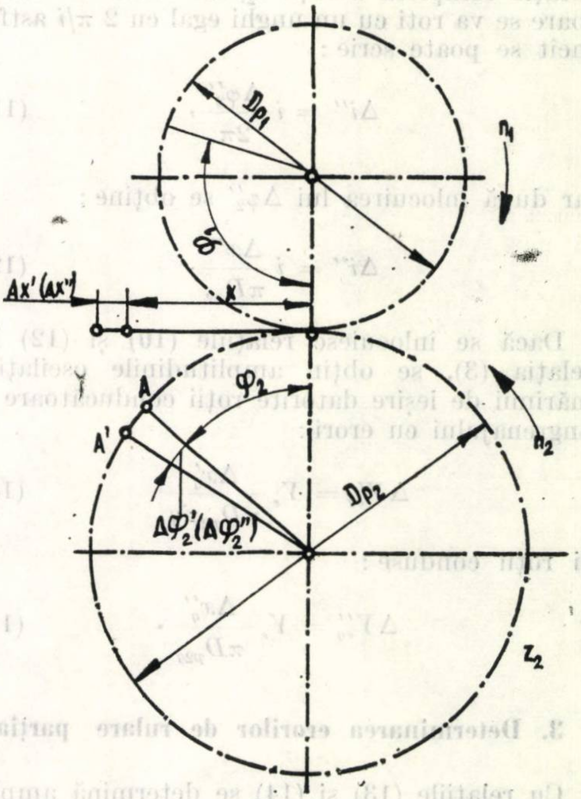


Fig. 4

Se remarcă faptul că $\Delta x'$, $\Delta i'$ şi $\Delta\varphi_2'$ sînt nişte valori oarecare şi nu cele maxime. Pentru a afla valoarea maximă a lui $\Delta i'$ trebuie ca unghiul φ_1 să parcurgă unghiul 2π (roata să facă o rotaţie), ceea ce permite să se scrie relaţia :

$$\Delta i' = \frac{\Delta\varphi_2'}{2\pi} \tag{7}$$

unde $\Delta\varphi_2'$ este exprimat în radiani.

Unghiul $\Delta\varphi_2'$ este datorit deplasării suplimentare $\Delta x'$, astfel că lungimea arcului AA' pe cercul de diametru D_{p2} este egală cu $\Delta x'$:

$$\Delta x' = \frac{D_{p2}}{2} \Delta\varphi_2' \tag{8}$$

de unde :

$$\Delta\varphi_2' = \frac{2\Delta x'}{D_{p2}}. \tag{9}$$

Prin înlocuirea relaţiei (9) în (7) rezultă :

$$\Delta i' = \frac{\Delta x'}{\pi D_{p2}} \tag{10}$$

b) Eroarea liniară este cauzată de erorile roţii conduse z_2, ceea ce determină la aceeași roată o rotire suplimentară $\Delta\varphi_2''$. De această dată valoarea maximă a lui $\Delta i''$ se atinge la o rotaţie completă a roţii z_2, iar roata conducătoare se va roti cu un unghi egal cu $2\pi/i$ astfel încît se poate scrie :

$$\Delta i'' = i\frac{\Delta\varphi_2''}{2\pi}, \qquad (11)$$

iar după înlocuirea lui $\Delta\varphi_2''$ se obţine :

$$\Delta i'' = i\frac{\Delta x''}{\pi D_{p2}}. \qquad (12)$$

Dacă se înlocuiesc relaţiile (10) și (12) în relaţia (3), se obţin amplitudinile oscilaţiei mărimii de ieșire datorite roţii conducătoare a angrenajului cu erori :

$$\Delta Y_{eq}' = Y_e\frac{\Delta x_q'}{\pi D_{p2q} iq} \qquad (13)$$

și roţii conduse :

$$\Delta Y_{eq}'' = Y_e\frac{\Delta x_q''}{\pi D_{p2q}}. \qquad (14)$$

3. Determinarea erorilor de rulare parţiale

Cu relaţiile (13) și (14) se determină amplitudinile oscilaţiei mărimii de ieșire din lanţul cinematic generator închis, mărime ce poate fi de la caz la caz o viteză, o turaţie etc. În cazul lanţurilor cinematice de rulare mărimea de ieșire este chiar viteza de rulare. Uneori analiza erorilor piesei cauzate de erorile mărimii de ieșire din lanţul cinematic de rulare se face mai comod prin exprimarea erorii arcului de rulare (eroarea de rulare). Dacă se consideră spre exemplu cazul rulării cu dreaptă mobilă (fig. 5) se poate constata că în cazul apariţiei unei viteze de rulare suplimentare la piesa $\Delta Y_e = \Delta V_{rul2}$ se realizează o rulare cu alunecare, modificîndu-se arcul de rulare (aparţinînd bazei) cu mărimea $AA' = \Delta a$, și ca urmare un profil evolventic cu erori.

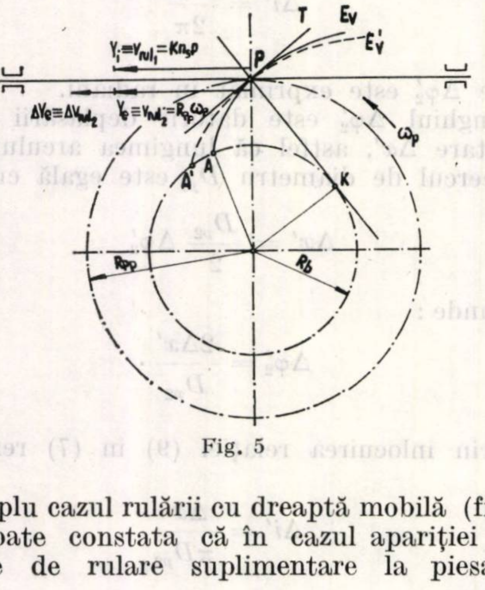


Fig. 5

Pentru determinarea lui Δa, care este un spaţiu, sînt cunoscute mărimile vitezei ΔY_e și a timpului. Timpul în care se produce Δa corespunde unei perioade a oscilaţiei erorii și deci este egal cu $\frac{1}{n}$, n fiind turaţia roţii de la care provine eroarea.

$$\Delta a_q = \frac{\Delta Y_{eq}}{n_{q(1,2)}} \qquad (15)$$

Dacă se introduc în relaţia (15) relaţiile (13) respectiv (14), se vor obţine erorile de rulare cauzate de roţile aceluiași angrenaj (conducătoare și condusă) :

$$\Delta a_q' = Y_e\frac{\Delta x_q'}{\pi D_{p2q} n_{1q} i_q} \qquad (16)$$

și

$$\Delta a_q'' = Y_e\frac{\Delta x_q''}{\pi_{p2q} D n_{2q}} \qquad (17)$$

4. Concluzii

a) Metoda propusă este cu mult mai simplă decît cele cunoscute pînă în prezent și ea constă în :

α — determinarea erorilor liniare $\Delta x'$ și $\Delta x''$ cauzate de roţile aceluiași angrenaj [5, 7].

β — determinarea mărimii de ieșire Y_e din lanţul cinematic de rulare cu una din relaţiile (pentru cazul prelucrării cu freza-melc) :

$$Y_e = Rp_p 2\pi\, n_p = \pi Dp_p\, n_p \qquad (18)$$

$$Y_e = Y_i = kpn_s \qquad (19)$$

γ este determinarea erorilor de rulare parţiale, cauzate de roţile aceluiași angrenaj, cu relaţiile (16), respectiv (17).

δ — însumarea erorilor parţiale de rulare în vederea determinării erorii totale de rulare Δa_Σ (vezi punctul 5, în continuare).

b) Privitor la reducerea (micșorarea) erorilor de rulare parţiale se desprind următoarele constatări :

α — amplitudinea erorilor de rulare este cu atît mai mică cu cît diametrul roţii conduse este mai mare ; aceasta indică faptul că pentru obţinerea unor amplitudini Δa cît mai mici, ceea ce este de dorit, trebuie ca roţile conduse să aibă diametre cît mai mari. Realizarea de diametre D_{p2} cît mai mari este posibilă prin folosirea de rapoarte de transmitere demultiplicatoare, în sensul parcurgerii lanţului cinematic închis (în sensul transmiterii mişcării rapoartele de transmitere trebuie să fie multiplicatoare pe ramura sculei şi demultiplicatoare pe ramura piesei). O altă modalitate de mărire a lui D_{p2} rezidă în alegerea sumei numărului de dinţi şi a modulului cu valori cît mai mari, în limita admisă, indiferent de mărimea raportului de transmitere.

β — este indicat ca numărul mecanismelor folosite în lanţul cinematic de rulare să fie cît mai mic posibil, rezultînd astfel un număr mai mic de erori de rulare parţiale şi ca urmare reducerea erorii totale de rulare.

c) *Metoda propusă prezintă avantajul că permite determinarea comodă şi a erorilor de rulare datorite erorilor elementelor mecanismului fictiv (sculă-piesă), prin prezenţa în expresia lui* Y_e *a rapoartelor de transmitere* i_{d1} *şi respectiv* i_{d2}.

α — determinarea erorilor de rulare datorite erorilor sculei freză-melc.

Eroarea liniară $\Delta x'_{d_1}$ cauzată de erorile frezei-melc se poate determina cu relaţia [5]:

$$\Delta x'_{d_1} = \frac{1}{\cos\beta}\sqrt{Ecl^2+(br\operatorname{tg}\alpha)^2+bax^2} \quad (20)$$

în care E_{cl} este eroarea ciclică a elicei frezei-melc. Se subliniază că unghiul α fiind unghiul de angrenare, se regăseşte pe freza-melc într-o secţiune normală pe elice.

Dacă se pleacă de la constatarea că în acest caz n_{2q} este turaţia frezei-melc n_s, se poate stabili pentru amplitudinea erorii de rulare cauzate de însăşi freza-melc o relaţie particulară. Înmulţind membrul drept al relaţiei (17) la numărător şi numitor cu pasul kp al frezei-melc, relaţia devine :

$$\Delta a_s = \frac{Y_e}{Y_i}\,\frac{\Delta x'_{d_1}}{\pi D_{p_s}}\,kp \quad (21)$$

Cum raportul $Y_e/Y_i = 1$, iar $p = m\pi$, relaţia (21) devine :

$$\Delta a_s = km\frac{\Delta x'_{d_1}}{D_{p_s}} \quad (22)$$

Relaţia (22) arată că pentru acelaşi modul erorile de rulare cauzate de erorile frezei-melc scad cu creşterea diametrului acesteia.

β — determinarea erorilor de rulare datorite erorilor piesei-roată-semifabricat.

Indiferent de tipul maşinii de prelucrat roţi dinţate cilindrice, roata supusă prelucrării va constitui întotdeauna mecanismul cu raportul de transmitere dimensional i_{d2}, a cărui valoare este :

$$i_{d_2} = 2\pi R_{p_p} = \pi D_{p_p} \quad (23)$$

Eroarea raportului de transmitere poate apărea atît datorită bătăilor radiale şi axiale ale semifabricatului cît şi celor realizate din montarea lui pe axul portpiesă, astfel că eroarea liniară $\Delta x''_{d_2}$ se determină cu relaţia obţinută prin particularizarea relaţiei (4) din lucrarea [7].

$$\Delta x''_{d_2} = \sqrt{\left(\frac{br}{\cos\alpha_f}\right)^2+(bax\operatorname{tg}\beta)^2} \quad (24)$$

În relaţia (24) nu mai intervine eroarea cumulată de pas E_{cp}, deoarece eroarea liniară $\Delta x''_{d_2}$ se referă la roata semifabricat şi nu la roata dinţată prelucrată (un cilindru fără dantură). În acest caz, dacă se face constatarea că n_{2q} este turaţia piesei ($n_{2q} = n_q$), iar D_{p2q} chiar diametrul roţii supuse prelucrării ($D_{p2q} = D_{p_p}$), relaţia (17) devine :

$$\Delta a_p = \Delta x''_{d_2} \quad (25)$$

Relaţia (25) indică, cum era de aşteptat, că erorile de rulare cauzate de erorile roţii-semifabricat sînt identice cu erorile liniare, întrucît ele se nominalizează chiar pe cremaliera de referinţă a roţii care se prelucrează.

γ — erorile de rulare datorite angrenajului melc — roată melcată.

O altă particularitate a erorilor lanţurilor cinematice de rulare de la maşinile de frezat cu freză-melc se referă la influenţa asupra preciziei danturii prelucrate a erorilor angrenajului melc-roată melcată (roata melcată solidară cu axul portpiesă).

Particularizînd relaţiile (16) şi (17) se obţin erorile de rulare :

— datorite melcului

$$\Delta a'_m = Y_e\frac{\Delta x'_m Z_{rm}}{\pi Dp_{rm}n_m k_m} \quad (26)$$

— datorite roţii melcate

$$\Delta a''_{rm} = \pi Dp_p n_p\frac{\Delta x''_{rm}}{\pi Dp_{rm}n_{rm}} \quad (27)$$

sau, cunoscînd că $n_p = n_{rm}$, relaţia (27) devine :

$$\Delta a''_{rm} = \frac{Dp_p}{Dp_{rm}}\Delta x''_{rm} \quad (28)$$

Din relaţia (28) se poate constata că erorile de rulare datorite roţii melcate sînt cu atît mai mici cu cît raportul dintre diametrul primitiv al roţii de prelucrat şi cel al roţii melcate (Dp_p/Dp_{rm}) este mai mic. Relaţiile de calcul pentru erorile liniare se pot găsi în lucrarea [5].

5. Însumarea erorilor parţiale de rulare.

Eroarea totală de rulare se obţine prin însumarea erorilor parţiale [7], aplicînd relaţia :

$$\Delta a_{\Sigma} = \sqrt{(\Delta a_{1\Sigma} + \Delta a_{2\Sigma} + \Delta a_{3\Sigma})^2 + \Delta a_{4\Sigma}^2 + \ldots + \Delta a_{n\Sigma}^2} \qquad (29)$$

în care $\Delta a_{1\Sigma} \ldots \Delta a_{n\Sigma}$ sînt erorile de rulare obţinute prin însumarea erorilor parţiale de aceeaşi frecvenţă, iar $\Delta a_{1\Sigma}$, $\Delta a_{2\Sigma}$, $\Delta a_{3\Sigma}$ sînt amplitudinile celor mai mari erori.

În funcţie de mărimea erorii totale de rulare se poate stabili precizia ce se obţine pentru dantura roţii prelucrate.

Summary

The errors of the linkage component mechanisms hinder the observance of the rolling kinematic condition that is expressed by the transfer ratio of the fictions mechanism $i_w = \frac{V}{Rb\omega}$ (Fig. 1) and therefore errors appear in the involute profile generation (Fig. 2).

If the driving wheel of a gear located on the upper arm (the tool arm) has machining errors, a nonuniform rotation will be transmitted toward the driven wheel and finally to the hobbing cutter, while the reference rack will have an oscillating shift with either an accelerated or a decelerated speed.

The rolling error is deduced by particularizing the relation (3) : $\Delta Y_{eq} = Y_e \frac{\Delta i_q}{i_q}$ and then oscillation amplitude of the transmission ratio Δi_q, of the output $\Delta Y e_q$ and of the partial rolling errors are being established.

In conclusion, the amplitude of the rolling errors is so smaller as the diameter of the driven wheel is bigger. This is possible if reduction transmission ratios are used, in the direction of the closed linkage, or if the sum of the teeth number and of the module is chosen with values as big as possible in the admissiblle limit no matter what the transmission ratio magnitudeis.

The total rolling error is got by summing up the partial errors and according to the total error one can establish the precision that is obtained for the toothing of the machined wheel.

Résumé

Les erreurs des mécanismes des chaines cinématiques empêchent la réalisation de la condition cinématique de roulement exprimée par le rapport de transfert du mécanisme fictif $i_w = \frac{V}{Rb\omega}$ (fig. 1) et produisent des erreurs dans la génération du profil en développante.

Si la roue de commande d'un engrenage situé sur la partie supérieure (de l'outil) a des erreurs de fabrication, elle va transmettre à la roue comandée et finalement à la fraise hélicoïdale, un mouvement de rotation non-uniforme et la crémaillère de référence aura un déplacement oscillant aux vitesses accélérées ou décélérées.

On détermine l'erreur de roulage par la particularisation de la relation (3) :

$$\Delta Y_{eq} = Y_e \frac{\Delta i_q}{i_q}$$

BIBLIOGRAFIE

[1] *Botez, E.* : *Angrenaje.* Editura tehnică, Bucureşti, 1962.

[2] *Botez, E.* : Maşini-unelte, vol. I, Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

[3] *Eggert, W.* : Zur Entstehung und Auswirkung von Flanken— form und zahnrichtungsfehlern an Walzgefrästen Stirnrädern. Industrie Anzeiger, nr. 33, april 1955, V. 87, p. 637—642.

[4] *Farber, A. M* : Tehnologicescaia tocinosti zuboresnih stankov i sposobî ee povîşenia. Maşghiz, Moskva, 1957.

[5] *Levaşov, A. V.* : Osnovî rasciota tocinosti cinematiceskih tepei metalorejuşcih stankov. Maşinostroenia, 1966.

[6] *Moraru, V.* : Metodă de determinare a erorilor de rulare. Comunicare la sesiunea ştiinţifică a cadrelor didactice din Institutul politehnic Bucureşti, aprilie, 1971.

[7] *Moraru, V.* : Erorile lanţurilor cinematice generatoare complexe.

[8] *Opitz, H.* şi de *Jong, H.* : Der Einfluß der Walzgenanigkeit von Verzahnmaschinen auf die Fertigungsgenauigkeit und das Laufverhalten von Stirnarad — getrieben. West deutscher Verlag — Köln und Opladen, 1964.

Zusammenfassung

Die Fehler der Mechanismen der kinematischen Ketten hindern das Einhalten der kinematischen Abwälzungsbedingung, die durch den Übertragungsfaktor des Fiktivmechanismus $i_w = \frac{V}{Rb\omega}$ (Bild 1) ausgedrückt wird, und das führt zu Fehlern in der evolventischen Profilerzeugung (Bild 2). Wenn das führende Rad eines auf den oberen Werkzeugteil angebrachten Getriebes fehlerhaft ausgeführt wird, wird über das geführte Rad und schliesslich an den Schneckenfräser eine ungleichmässige Drehzahl übertragen, und die Verteilungszahnstange wird ein schwenkendes Verstellen mit Eil -und Verzögerungsgeschwindigkeit aufweisen.

Der Abwälzungsfehler ist im Artikel mit Hilfe der Gleichung (3) : $\Delta Y_{eq} = Y_e \frac{\Delta i_q}{i_q}$ bestimmt, und dann werden die Schwingungsamplitude des Übersetzungsverhältnises Δi_q und der Ausgangsgrösse ΔY_{eq} und der partiellen Abwälzungsfehlern bestimmt. Die Schlussfolgerung ist, dass die Amplitude der Abwälzungsfehler um so kleiner, desto grösser der Durchmesser ist.

Das wird durch die Verwendung von entmultiplizierenden Übersetzungsverhältnisen, in der Richtung des Durchlaufens der geschlossenen kinematischen Ketten, oder durch die Auswahl eines zulässiggen Maximalwertes der Zähnezahlsumme und des Moduls, ganz unabhängig von der Grösse des Übersetzungsverhältnises.

Der gesamte Abwälzungsfehler besteht aus der Summierung der partiellen Fehler und ausgehend davon kann die Genauigkeit für die Zahnung des bearbeiteten Rades besetimmt werden.

Резюме

Ошибки составляющих механизмов кинематических цепей препятствуют обеспечению кинематических условий обкатки, выраженных в соотношении передачи фиктивного механизма $i_W = \frac{V}{Rb\omega}$ (рис.1), что способствует ошибке в образовании эвольвентного продфиля. Если ведущее колесо зубчатой передачи, находящейся на верхней части инструмента, выполнено с ошибками, тогда ведомому колесу и следовательно, червячной фрезе передается неравномерное вращение, а исходная зубчатая рейка будет иметь колебательное перемещение с ускоренным или с замедленным движением, ошибка обкатки определяется в статье в частном случае отношения (3)

$$\Delta Y_{eq} = Ye \frac{\Delta iq}{iq}$$

et ensuite on détermine les amplitudes de l'oscillation du rapport de transmission Δi_q, de la grandeur de sortie ΔY_{eq} et des erreurs de roulement partielles.

En conclusion, on montre que l'amplitude des erreurs de roulement est d'autant moindre que le diamètre de la roue commandée est plus grand. On peut réaliser cette condition en employant des rapports de transmission des multiplicateurs, soit dans le sens du parcours de la chaîne cinématique fermée, soit par le choix de la somme du nombre des dents et du module ayant les plus grandes valeurs dans la limite admise pour touts les rapports de transmission. L'on obtient l'erreur totale de roulemnt par la sommation des erreurs partielles, et en fonction de la grandeur de l'erreur totale on peut établir le degré de précision obtenu pour la denture de la roue usinées.

затем определяются амплитуды колебания отношения передачи Δi_q и величины выхода ΔY_{eq} и ошибок частичной обкатки.

В заключение авторы показывают, что амплитуда ошибок обкатки тем меньше, чем больше диаметр ведомого колеса, что становится возможным применение отношения демултипликатной передачи в направлении закрытой кинематической цепи или выбором суммарного числа зубьев модуля с наибольшей допустимой величиной, принебрегая передаточным отношением.

Суммарная ошибка обкатки получается суммированием частичных ошибок и в зависимости от ошибки можно установить получаемую точность зубьев изготовленного колеса.

◆

CZ: 531.1

Cinematica generării danturii evolventice pe curbe de bază necirculare

Dr. ing. Vasile **MORARU** – Institutul politehnic – București; ing. Gheorghe **PANAIT** – Institutul de proiectări pentru construcții – București; ing. Alex. **STROESCU** – I.I.N.M.P.

Cinematica unor utilaje, mai ales din industria textilă, tipografică și chimică, reclamă folosirea unor angrenaje cu raport de transfer variabil. În funcție de legea de variație a mișcării de rotație ce trebuie realizată la arborele condus se pot proiecta angrenaje cilindrice cu dantură evolventică generată pe curbe de bază necirculare. Astfel de cazuri sînt prezentate în figura 1.

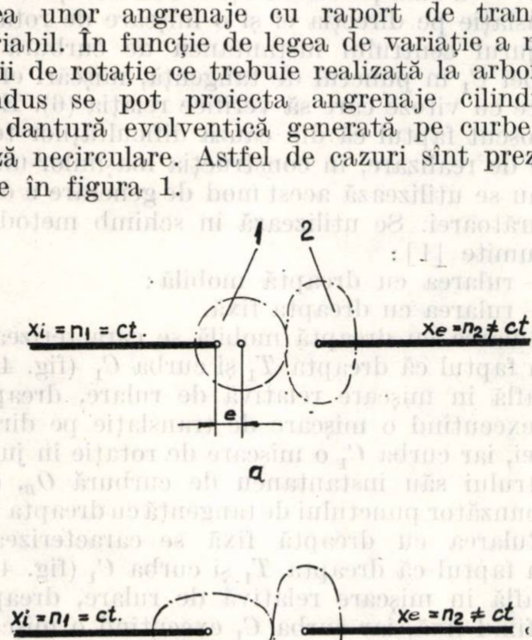


Fig. 1

Pentru sinteza mecanismelor formate din angrenaje necirculare se pot defini două funcții [4]:

— funcția de poziție, care reprezintă dependența dintre unghiurile de rotație ale roții necirculare conducătoare și cele ale roții necirculare conduse:

$$\theta_2 = F(\theta_1) \tag{1}$$

— funcția raportului de transfer, care reprezintă raportul vitezelor unghiulare instantanee sub forma unei funcții, a cărei variabilă este unghiul de rotație al roții conducătoare:

$$F(\theta_1) = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \tag{2}$$

Cunoscînd una din aceste funcții, se pot determina univoc curbele de rulare (curbele de divizare) ale roților dințate necirculare, pentru o distanță dintre axe dată [2]. În tehnică de cele mai multe ori se folosesc drept curbe de rulare ale angrenajelor necirculare elipsele, ovalele (elipse corijate), spiralele sau curbele formate din arce de cerc de rază diferită, racordate. Generarea danturilor evolventice pe curbe de bază necirculare prezintă unele particularități cinematice față de cele avînd curba de bază un cerc. Este cunoscut faptul că desfășurătoarea (evolventa) C_2 a unei curbe C (fig. 2) se definește ca fiind curba plană perpendiculară pe tangentele curbei C_1, iar desfășurata (evolventa) C_1 a unei curbe plane C_2 este curba plană înfășurătoare a normalelor curbei C_2 [3].

În cazul sistemului format de două curbe plane C_1 și C_2, definite una față de cealaltă ca desfășurată, respectiv desfășurătoare, diferența razelor de curbură în două puncte P și P' ale desfășurătoarei C_2 este egală cu lungimea arcului B_1B_2 corespunzător al desfăşuratei C_1:

$$\rho_2 - \rho_1 = \overset{\frown}{B_1 B_2} \qquad (3)$$

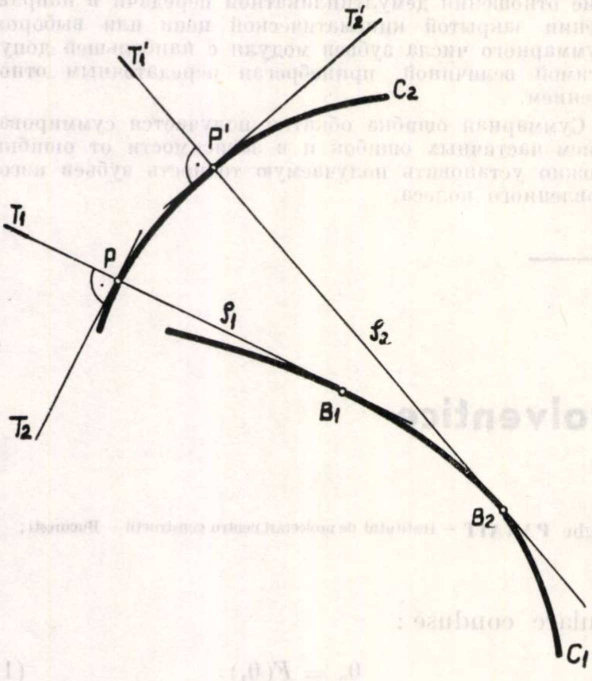


Fig. 2

Cu alte cuvinte, în baza proprietăţii de mai sus, desfăşurătoarea C_2 a unei curbe plane C_1

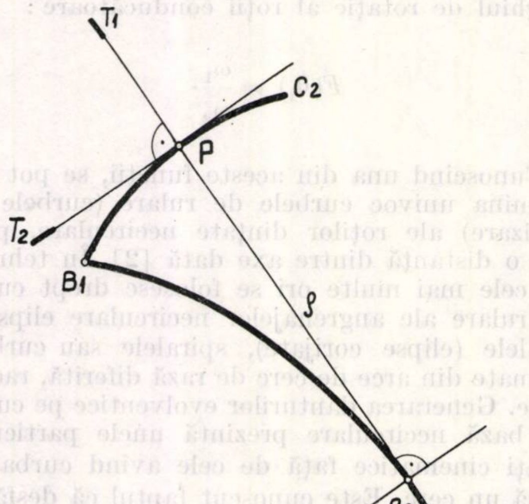


Fig. 3

este curba descrisă de punctul P, fix pe dreapta T_1, dreaptă care rulează pe curba fixă C_1, rămînînd în permanenţă tangentă la aceasta (fig. 3).

În cazul figurii 3, notînd cu S arcul B_1B_2, relaţia (3) devine:

$$\rho = S \qquad (4)$$

Derivînd în raport cu timpul relaţia (4) şi ţinînd seama de relaţia de definire a arcului dS în funcţie de raza de curbură a curbei C_1 [3], rezultă:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{dS}{dt} = \rho_B \cdot \frac{d\varphi}{dt} \qquad (5)$$

$$V_B = \rho_B \cdot \omega_B \qquad (6)$$

Relaţia (6) arată faptul că viteza de translaţie V_B a punctului de tangenţă B_2, pe direcţia tangentei T_1 este egală cu viteza tangenţială $\rho_B \cdot \omega_B$ a aceluiaşi punct B_2, rezultată ca urmare a rotirii dreptei T_1, în jurul centrului de curbură O_B al curbei C_1 în punctul B_2.

Relaţiile (3) şi (6) caracterizează de fapt mişcarea relativă dintre dreapta T_1 şi curba C_1 ca fiind o rulare fără alunecare. Deci, pentru descrierea desfăşurătoarei C_2 de către punctul P al dreptei T_1, în cazul în care desfăşurata C_1 este fixă, dreapta T_1 — tangentă la desfăşurată — va rula pe curba C_1, avînd o mişcare de translaţie pe direcţia ei şi o mişcare de rotaţie în jurul centrului instantaneu de curbură al curbei C_1 în punctul de tangenţă, mişcări efectuate cu viteze care să verifice relaţia (6). Este cunoscut faptul că din cauza dificultăţilor tehnice de realizare, în construcţia maşinilor-unelte nu se utilizează acest mod de generare a desfăşurătoarei. Se utilizează în schimb metodele denumite [1]:

— rularea cu dreaptă mobilă;
— rularea cu dreapta fixă.

Rularea cu dreaptă mobilă se caracterizează prin faptul că dreapta T_1 şi curba C_1 (fig. 4 a) se află în mişcare relativă de rulare, dreapta T_1 executînd o mişcare de translaţie pe direcţia ei, iar curba C_1 o mişcare de rotaţie în jurul centrului său instantaneu de curbură O_B, corespunzător punctului de tangenţă cu dreapta T_1.

Rularea cu dreaptă fixă se caracterizează prin faptul că dreapta T_1 şi curba C_1 (fig. 4 b) se află în mişcare relativă de rulare, dreapta T_1 fiind fixă, iar curba C_1 executînd o mişcare de translaţie pe o direcţie paralelă cu dreapta T_1 şi o mişcare de rotaţie în jurul centrului său instantaneu de curbură O_B, corespunzător punctului de tangentă cu dreapta T_1.

Pe maşinile-unelte, procedeele de generare prin rulare cu dreapta mobilă şi cu dreapta fixă, pe desfăşurată, se aplică modificat, respectiv se generează aceeaşi desfăşurătoare prin rularea pe o altă curbă, în condiţii şi din considerente care se vor prezenta în continuare. Se consideră (fig. 5) curba C_2, definită ca desfăşurătoare a curbei C_1 şi obţinută prin rularea dreptei T_1 pe curba C_1. De asemenea, se consideră că prin punctul P_2 al desfăşurătoarei C_2 trece o curbă C_3 caracterizată prin faptul că tangentele ei T_3 în orice punct curent $R(R_1, R_2 \dots R_i \dots)$ fac cu dreptele T_1, tangente la curba C_1 un unghi constant α.

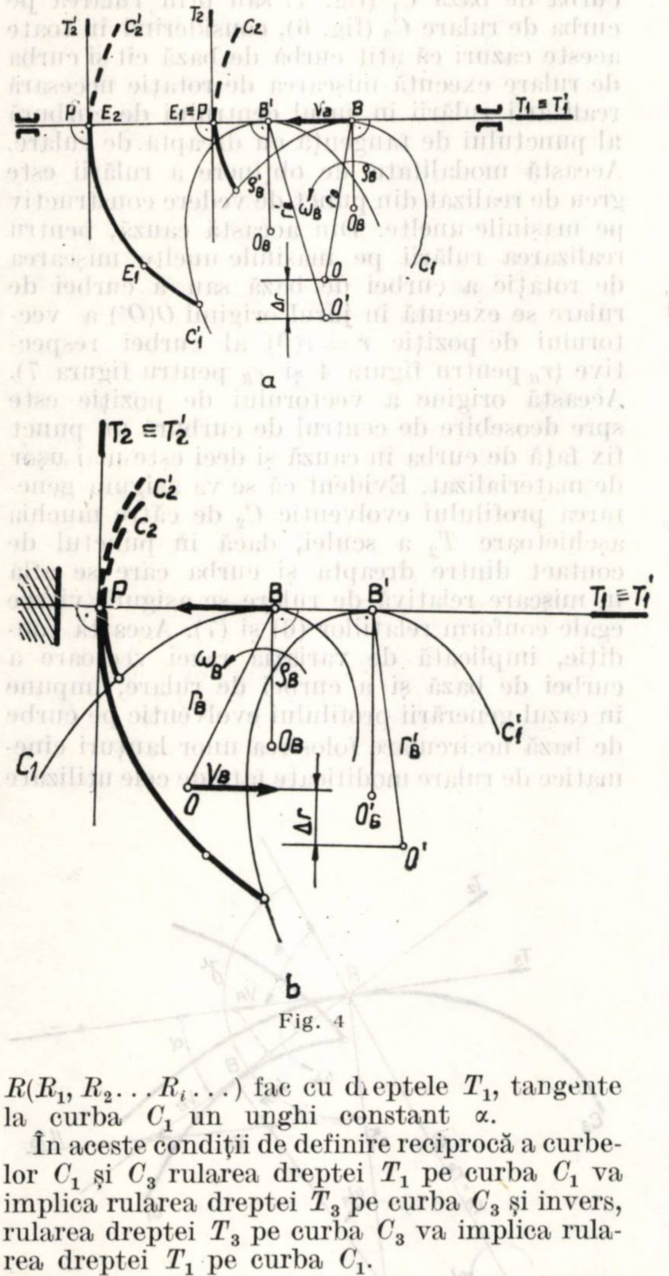


Fig. 4

În aceste condiţii de definire reciprocă a curbelor C_1 şi C_3 rularea dreptei T_1 pe curba C_1 va implica rularea dreptei T_3 pe curba C_3 şi invers, rularea dreptei T_3 pe curba C_3 va implica rularea dreptei T_1 pe curba C_1.

Se poate deci afirma că prin rularea dreptei T_3 pe curba C_3 punctul generator P, fix pe dreapta T_1, va descrie aceeaşi desfăşurătoare C_2. Condiţiile necesare şi suficiente descrierii desfăşurătoarei C_2 de către punctul P prin rularea dreptei T_1 pe curba C_1 sau prin rularea dreptei T_3 pe curba C_3 sînt:

— atît curba C_1 cît şi curba C_3 să fie de funcţie continue şi derivabile;

— mişcările datorită cărora rezultă rularea — translaţie şi rotaţie — (pe curba C_1 sau pe curba C_3) să se execute în condiţiile precizate de relaţia (6).

În cele ce urmează, prin similitudine cu termenii utilizaţi în cazul generării danturilor pe contur circular, se vor denumi:

— curba C_1 (desfăşurata curbei C_2) — curbă de bază;

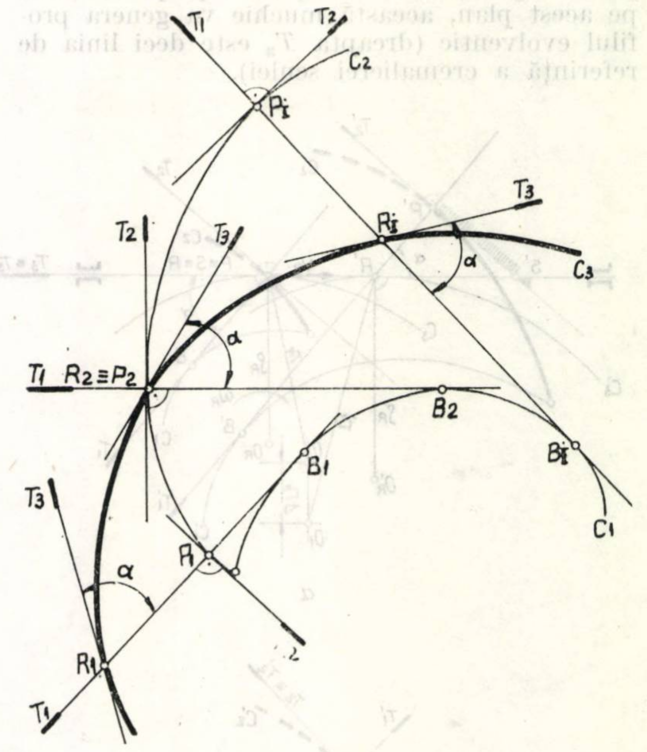


Fig. 5

— curba C_2 (desfăşurătoarea curbei C_1) — evolventă;

— curba C_3 (definită ca mai sus) — curbă de rulare.

În figura 6 a este exemplificat modul de obţinere a evolventei C_2 prin rularea dreptei T_3 pe curba de rulare C_3, în cazul rulării cu dreaptă mobilă.

Pentru a se asigura rularea între dreapta T_3 şi curba de rulare C_3, dreapta T_3 execută o mişcare de translaţie pe direcţia ei (cu viteza de translaţie V_R), iar curba de rulare execută o mişcare de rotaţie în jurul centrului său instantaneu de curbură O_R (cu viteza unghiulară ω_R), mişcări executate cu viteze care verifică în orice moment relaţia:

$$V_R = \rho_R \cdot \omega_R. \tag{7}$$

Se poate observa că pe parcursul rulării, de la momentul t_1 la momentul t_2, dreapta T_2 a ajuns în poziţia T'_2, printr-o translaţie paralelă cu dreapta T_3 (α = ct), iar punctul P a ajuns în P' (ca urmare a translaţiei dreptei T_1 pe direcţia ei) prin deplasări succesive pe dreapta T_2. Deci, dacă se solidarizează sub unghiul α = ct dreapta T_2 de dreapta T_3, evolventa

C_2 va rezulta ca înfășurătoare a pozițiilor succesive ale dreptei T_2, ca urmare a rulării dintre dreapta T_3 și curba de rulare C_3. Materializînd dreapta T_2 ca muchie așchietoare a unei scule care are toate punctele de intersecție cu planul figurii, viteze de așchiere perpendiculare pe acest plan, această muchie va genera profilul evolventic (dreapta T_3 este deci linia de referință a cremalierei sculei).

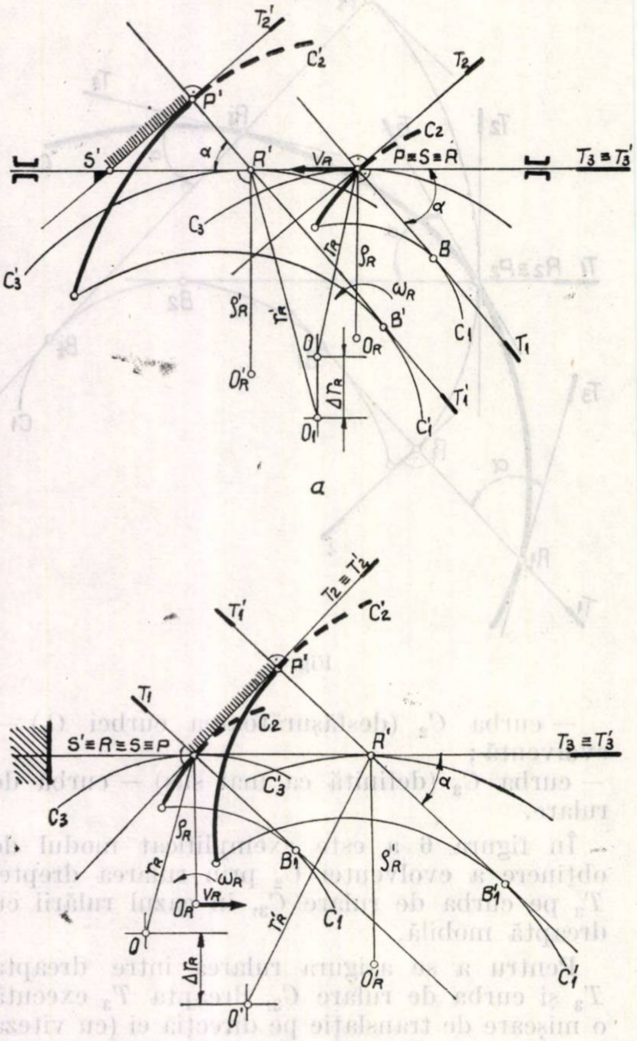


Fig. 6

Generarea evolventei ca înfășurătoare a pozițiilor succesive ale dreptei T_2 prezintă în principal următoarele avantaje [1]:

— permite fixarea unui unghi α, definit mai sus, care de fapt este unghiul de angrenare;

— permite utilizarea în procesul de așchiere, a unei porțiuni din muchia așchietoare ($S'P'$) a sculei, spre deosebire de cazul rulării pe curba de bază, unde evolventa este generată de un singur punct al acestei muchii.

Generarea profilului evolventic prin metoda rulării cu dreaptă fixă pe curba de rulare se realizează analog metodei de rulare cu dreaptă mobilă pe curba de rulare (fig. 6 b).

În cele de mai sus s-a prezentat modalitatea de generare a evolventei C_2, prin rularea pe curba de bază C_1 (fig. 4) sau prin rularea pe curba de rulare C_3 (fig. 6), considerînd în toate aceste cazuri că atît curba de bază cît și curba de rulare execută mișcarea de rotație necesară realizării rulării în jurul centrului de curbură al punctului de tangență cu dreapta de rulare. Această modalitate de obținere a rulării este greu de realizat din punct de vedere constructiv pe mașinile-unelte. Din această cauză, pentru realizarea rulării pe mașinile-unelte mișcarea de rotație a curbei de bază sau a curbei de rulare se execută în jurul originii $O(O')$ a vectorului de poziție $r = r(\theta)$ al curbei respective (r_B pentru figura 4 și r_R pentru figura 7). Această origine a vectorului de poziție este spre deosebire de centrul de curbură un punct fix față de curba în cauză și deci este mai ușor de materializat. Evident că se va asigura generarea profilului evolventic C_2 de către muchia așchietoare T_2 a sculei, dacă în punctul de contact dintre dreapta și curba care se află în mișcare relativă de rulare se asigură viteze egale conform relațiilor (6) și (7). Această condiție, implicată de variația razei vectoare a curbei de bază și a curbei de rulare, impune în cazul generării profilului evolventic pe curbe de bază necirculare folosirea unor lanțuri cinematice de rulare modificate față de cele utilizate la generarea profilului evolventic pe curbe de bază circulare. Relația matematică de definire reciprocă dintre curba de bază C_1 și curba de rulare C_3 se determină considerînd (fig. 7) că vectorul de poziție $r_R = r_R(\theta)$ al punctului curent R de pe curba de rulare C_3 se rotește cu o viteză unghiulară ω în jurul originii sale O.

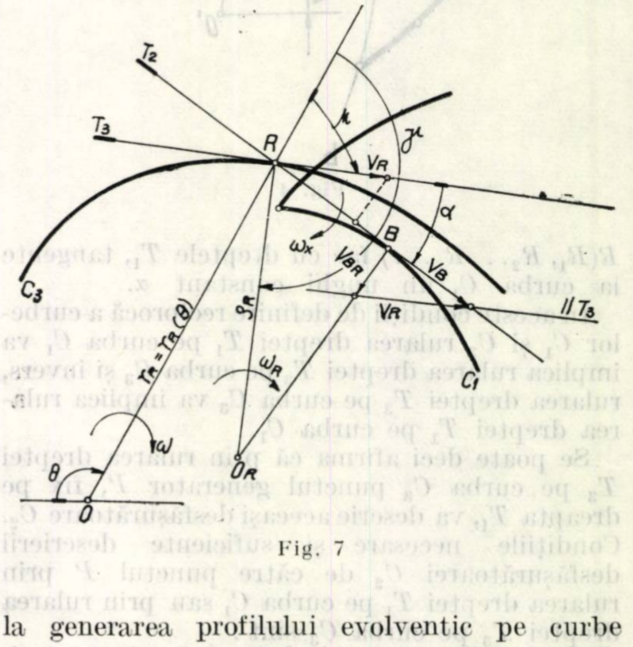


Fig. 7

Viteza punctului R va fi :

$$V_R = \rho_R \cdot \omega_R = \rho_R \cdot \frac{d\gamma}{dt} = \rho_R \frac{d}{dt}(\mu + 90^\circ) =$$

$$= \rho_R \frac{d\mu}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \qquad (8)$$

adică :

$$V_R = \rho_R \cdot \frac{d\mu}{d\theta} \cdot \omega \qquad (8a)$$

in care :

ρ_R este raza de curbură a curbei de rulare în punctul curent R;

μ — unghiul dintre raza vectoare r_R și tangenta T_3 la curba de rulare, în punctul R [3] :

$$\operatorname{tg} \mu = \frac{r}{\dfrac{dr}{d\theta}} \qquad (9)$$

Viteza punctului B, corespunzător punctului R pe curba de bază C_2 va fi conform teoremei proiecțiilor [2] :

$$\bar{V}_B = \bar{V}_R + \bar{V}_{BR} \qquad (10)$$

Dar : $V_{BR} = RB \cdot \omega_X = RB \dfrac{d}{dt}(\mu + \alpha) =$

$$= RB \frac{d\mu}{d\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt}$$

$$V_{BR} = RB \frac{d\mu}{d\theta} \cdot \omega \qquad (11)$$

și : $V_{BR} = V_R \cdot \sin \cdot \alpha \qquad (12)$

Egalind (11) cu (12) și introducind în această egalitate expresia lui V_R din relația (8) rezultă :

$$\rho_R \cdot \sin \alpha = RB \qquad (13)$$

În baza relației (13) curba de bază C_1 a evolventei C_2 rezultă ca locul geometric al perpendicularelor ce sînt coborîte din centrul de curbură al curbei de rulare pe dreptele care fac tangenta la curba de rulare în punctele de tangență un unghi constant α.

De asemenea, cu relația (13) se pot determina univoc :

— curba de rulare sau curba de bază, cind se cunoaște ecuația uneia din aceste curbe ;

— ecuația evolventei în funcție de ecuația curbei de rulare sau a curbei de bază.

În condițiile în care generarea evolventei se face prin rularea pe curba de rulare, coordonatele punctului curent $B(X_B, J_B)$ al curbei de bază C_1 se pot determina în funcție de coordonatele punctului $R(X_R, J_R)$ corespunzător al curbei de rulare C_3 (fig. 8).

$$X_B = X_R + RB \cos(\gamma_R + \alpha)$$
$$(14)$$
$$Y_B = Y_R - RB \sin(\gamma_R + \alpha)$$

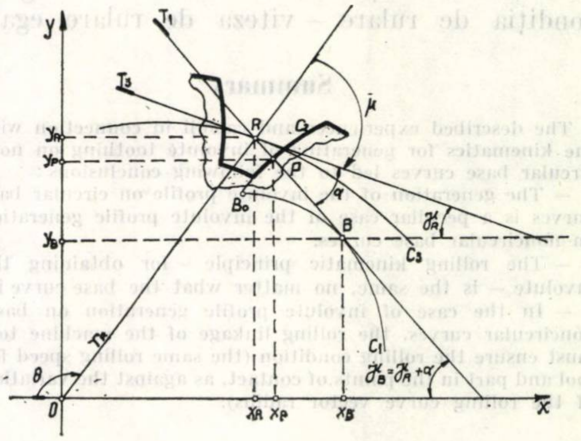


Fig. 8

unde γ_R este suplimentul unghiului format de tangenta T_3 la curba de rulare C_3 cu direcția pozitivă a axei OX și are expresia [3] :

$$\cos \gamma_R = \frac{dx}{ds}$$
$$(15)$$
$$\sin \gamma_R = \frac{dy}{ds}$$

Înlocuind în expresia (14) valoarea distanței RB dată de relația (13), rezultă coordonatele punctului $B(X_B, Y_B)$ al curbei de bază :

$$X_B = X_R + \rho \cdot \sin \alpha \cdot \cos(\gamma_R + \alpha)$$
$$(16)$$
$$Y_B = Y_R - \rho \cdot \sin \alpha \cdot \sin(\gamma_R + \alpha)$$

Cunoscînd coordonatele punctului curent B al curbei de bază, se pot determina coordonatele punctului curent $P(X_P, Y_P)$ al evolventei :

$$X_P = X_B + PB \cos \gamma_B$$
$$(17)$$
$$Y_P = Y_B + PB \sin \gamma_B$$

unde γ_B se definește analog unghiului γ_R, iar lungimea PB se poate determina cu ajutorul relației (3) de definire a evolventei, care în condițiile figurii 8 devine $PB = B_0B = S$.

În **concluzie** se pot preciza următoarele:

— generarea profilului evolventic pe curbe de bază circulare este un caz particular al generării profilului evolventic pe curbe de bază necirculare;

— principiul cinematic de rulare pentru obţinerea evolventei este acelaşi, indiferent de curba de bază;

— în cazul generării profilului evolventic pe curbe de bază necirculare, lanţul cinematic de rulare al maşinii-unelte trebuie să asigure condiţia de rulare — viteza de rulare egale la sculă şi la piesă în punctele de contact — în raport cu variaţia razei vectoare a curbei de rulare.

Summary

The described experiences and calculi in connection with the kinematics for generating of involute toothing on noncircular base curves led to the following conclusions:

— The generation of the involute profile on circular base curves is a peculiar case of the involute profile generation on noncircular base curves.

— The rolling kinematic principle — for obtaining the involute — is the same, no matter what the base curve is.

— In the case of involute profile generation on basic noncircular curves, the rolling linkage of the machine tool must ensure the rolling condition (the same rolling speed for tool and part in the points of contact, as against the variation of the rolling curve vector radius).

Résumé

L'étude de la cinématique de la génération de la denture en développante sur des courbes de base non-circulaires, après de nombreux calculs et expériences, a abouti aux conclusions suivantes:

— La génération du profil en développante sur des courbes de base circulaires est un cas particulier de la génération du profil en développante sur des courbes de base non-circulaires.

— Le principe cinématique du roulage pour obtenir la développante est le même pour toutes les courbes de base.

— Pour la génération du profil en développante sur les courbes de base non-circulaires, la chaine cinématique de roulement des machines-outils doit assurer la condition nécessaire de roulement (la même vitesse de roulement à l'outil et à la pièce dans les points de contact) par rapport à la variation du rayon vectorial de la courbe de roulement.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bolez, E.*: Maşini-unelte, Vol. I Cinematica. Editura tehnică, Bucureşti, 1969.

[2] *Manolescu, N., Kovacs, Fr., Orănescu, A.*: Teoria mecanismelor şi a maşinilor; editura didactică şi pedagogică — Bucureşti, 1972.

[3] *Murgulescu, E., Flexi, S., Kreindler, O., Sacter, O., Tîrnoveanu,* M.: Geometrie analitică şi diferenţială Editura didactică şi pedagogică — Bucureşti, 1965.

[4] *Litvin, F. L.*: Teoria zubciatîh zaţeplenii — Nauka, F. M. 1968.

Zusammenfassung

Die Kinematik der Erzeugung der evolventischen Zahnung auf unrunde Kurven führt nach vielen dargestellten Berechnungen und Untersuchungen zu folgenden Schlussfolgerungen:

— Die Erzeugung des evolventischen Profils auf kreissförmige Grundkurven ist ein Sonderfall der evolventischen Profilerzeugung auf nichtkreissförmige Kurven.

— Das kinematische Abwälzungsprinzip für die Erzielung der Evolvente bleibt dasselbe, abgesehen von der Grundkurve.

— Im Falle der evolventischen Profilerzeugung auf nichtkreissförmige Kurven muss die kinematische Abwälzungskette der Werkzeuge die Abwälzungsbedingung gewährleisten (dieselbe Abwälzungeschwindigkeit des Werkzeuges und Werkstücks in den Berührungspunkten in Abhängigkeit von der Veränderung des Radiusvektors der Abwälzungskurve).

Резюме

В связи с кинематической образующей эвольвентных зубьев на основных некруглых кривых после многочисленных опытов и расчетов приходят к следующим заключениям:

— образование эвольвентного профиля на основной круглой кривой является частным случаем образования эвольвентного профиля на основных некруглых кривых:

— кинематический принцип обкатки для получения эвольвенты остается одинаковым независимо от основной кривой.

В случае образования эвольвентного профиля на основных некруглых кривых, кинематическая цепь прокатки станка должна обеспечить условие прокатки, одинаковую скорость прокатки инструмента и делали в точках соприкосновения в зависимости от колебания скорости векторного радиуса кривой прокатки.

CZ: 621.831.001.2

Contribuţie la demonstraţia legii fundamentale a angrenării

Ing. Iaroslav **OPREA** – Institutul politehnic – Timişoara

1. Legea fundamentală a angrenării urmăreşte să scoată în evidenţă condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească profilele a doi dinţi în contact, astfel încît transmiterea mişcării să se facă sub un raport constant.

Deci: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \lambda = \text{ct}.$

Fie dinţii 1 şi 2 de la două roţi dinţate în angrenare, în contact în punctul M (fig. 1). Roata 1 este conducătoare. Vitezele $v_{M1} = r_1\omega_1$ şi $v_{M2} = r_2\omega_2$ ale punctului M, aparţinînd dinţilor 1 şi 2, se descompun după tangenta tt şi normala nn comună ambelor profile. Triunghiul O_1K_1M este asemenea cu triunghiul format de vectorii $\bar{v}_{M1}$, $\bar{v}^n_{M1}$ şi $\bar{v}^t_{M1}$. La fel şi triunghiul O_2K_2M, cu triunghiul format de vectorii $\bar{v}_{M2}$, $\bar{v}^n_{M2}$ şi $\bar{v}^t_{M2}$. Din asemănarea lor rezultă :

$$\frac{v_{M1}}{O_1M} = \frac{v^t_{M1}}{K_1M} = \frac{v_{M1}}{O_1K_1} = \omega_1 \quad (1)$$

şi :

$$\frac{v_{M2}}{O_2M} = \frac{v^t_{M2}}{K_2M} = \frac{v^n_{M2}}{O_2K_2} = \omega_2 \quad (2)$$

sau :

$$v^n_{M1} = \omega_1 \cdot O_1 K_1 \quad \text{şi} \quad v^n_{M2} = \omega_2 O_2 K_2. \quad (3)$$

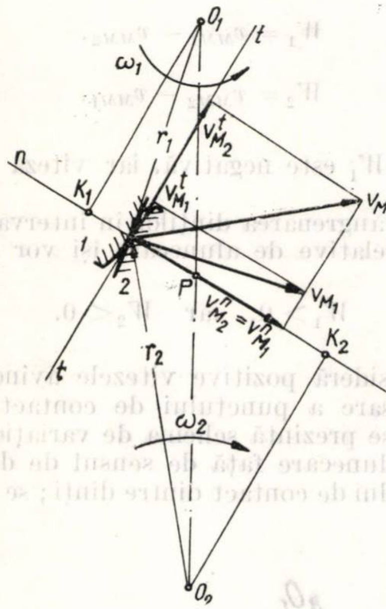


Fig. 1

Se susţine că pentru buna transmitere a mişcării trebuie ca :

$$v^n_{M2} = v^n_{M2} \quad (4)$$

Din relaţiile (4), (1) şi (2) rezultă că :

$$\frac{O_2K_2}{O_1K_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const} \quad (5)$$

Triunghiurile O_1K_1P şi O_2K_2P sînt asemenea. Astfel, din asemănarea lor obţinem :

$$\frac{O_2K_2}{O_1K_1} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const}\cdot \quad (6)$$

Din această ultimă relaţie se deduce că polul angrenării P trebuie să ocupe o poziţie fixă pe linia centrelor, pentru a fi satisfăcută relaţia (6). Componentele vitezelor care au direcţia tangentei se folosesc la calculul alunecărilor relative şi specifice.

2. În locul descompunerii vitezelor $\bar{v}_{M1}$ şi $\bar{v}_{M2}$ se va folosi execuţia vectorială de determinare a vitezelor. Se precizează că ecuaţia se va aplica punctului de contact M.

a) Se consideră din nou figura 1. În cazul cuplelor cinematice superioare, normala la profile în punctul de contact dintre elemente intersectează linia centrelor într-un punct P care este C.I.R. în mişcarea relativă a elementului 1 faţă de elementul 2. Se ştie că punctul P împarte linia centrelor în raportul :

$$\frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (7)$$

Dacă se impune ca raportul ω_1/ω_2 să fie constant, atunci rezultă că şi raportul O_2P/O_1P trebuie să fie constant. În consecinţă punctul P trebuie să ocupe o poziţie fixă pe linia centrelor O_1O_2. La acest rezultat se ajunge fără să se descompună vitezele şi fără să se mai facă asemănarea unor triunghiuri. Normala dusă la profile în punctul de contact M trebuie să treacă mereu prin punctul fix P, indiferent de poziţia punctului M şi a normalei, de unde rezultă că direcţia vitezei absolute a punctului M va fi direcţia MP, respectiv a normalei nn, la ambele profile.

b) Transmiterea continuă a mişcării cu ajutorul cuplelor superioare se face numai cu condiţia ca cele două elemente (conducător-condus) să fie în contact. Cele ce urmează se vor discuta pe baza acestei ipoteze. Nu se vor analiza situaţiile în care contactul dintre elemente s-ar desface, respectiv dacă elementul conducător ar apăsa pe cel condus.

În timpul transmiterii mişcării (vezi fig. 1) punctul M de contact va descrie linia de angrenare, aceasta fiind traiectoria absolută a punctului M, şi în acelaşi timp punctul de contact se va deplasa pe profilul fiecărui dinte, acestea fiind mişcările lui relative. Cu aceste precizări se pot scrie ecuaţiile pentru determinarea vitezei absolute $\bar{v}_M$:

$$\left.\begin{aligned} \bar{v}_M &= \bar{v}_{M1} + \bar{v}_{MM1} \\ \bar{v}_M &= \bar{v}_{M2} + \bar{v}_{MM2} \end{aligned}\right\} \quad (8)$$

Să analizăm ecuaţiile :

— Viteza absolută $\bar{v}_M$ este necunoscută ca mărime. Conform celor spuse la punctul a, direcţia vitezei este cunoscută (normala nn).

— Vitezele $\bar{v}_{M1}$ şi $\bar{v}_{M2}$ sînt vitezele de transport şi sînt complet cunoscute (punctul 1).

— $\bar{v}_{MM1}$ este viteza relativă cu care punctul de contact se deplasează pe profilul dintelui 1 ; este cunoscută numai ca direcţie tangenta tt la ambele profile.

La fel, $\bar{v}_{MM2}$ este viteza relativă a punctului M faţă de profilul dintelui 2 ; direcţia ei este aceeaşi cu cea a vitezei $\bar{v}_{MM1}$.

Constatăm că :

— fiecare din ecuațiile (8) este rezolvabilă ;

— viteza $\bar{v}_M$ nu este altceva decît viteza $\bar{v}^n_{M1}$, respectiv viteza $\bar{v}^n_{M2}$;

— vitezele $\bar{v}_{MM_1}$ și $\bar{v}_{MM_2}$ reprezintă vitezele $\bar{v}^t_{M1}$, respectiv $\bar{v}^t_{M2}$.

Rezolvarea ecuațiilor (8) este dată în figura 2. Se observă însă că vitezele $\bar{v}_{MM_1}$ și v_{MM_2} sînt îndreptate în jos, adică în sensul mișcărilor relative în timp ce în cazul tratat la punctul 1 vitezele $\bar{v}^t_{M1}$ și $\bar{v}^t_{M2}$ erau îndreptate în sensul contrar mișcărilor relative. S-a accentuat că transmiterea mișcării se face cu condiția ca cele două elemente să fie în contact. Din relațiile (8) rezultă egalitatea componentelor vitezelor de pe normală, dacă se înmulțesc scalar aceste relații cu versorul $\bar{n}$ al axei nn :

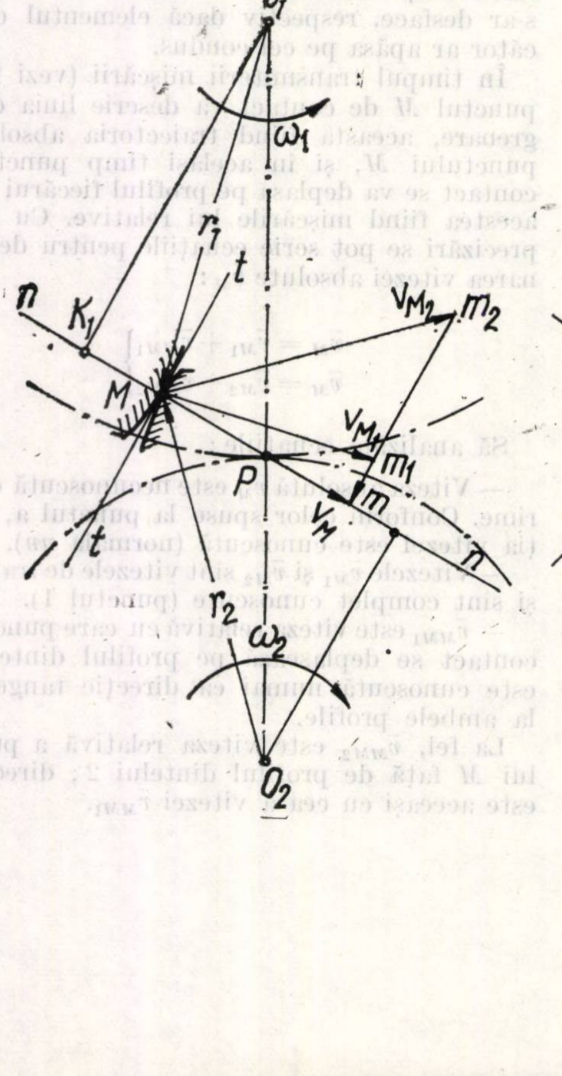
$$\left.\begin{aligned}\bar{n}\cdot\bar{v}_M &= \bar{n}\cdot\bar{v}_{M_1} + \bar{n}\cdot\bar{v}_{MM_1}\\ \bar{n}\cdot\bar{v}_M &= \bar{n}\cdot\bar{v}_{M_2} + \bar{n}\cdot\bar{v}_{MM_2}\end{aligned}\right\} \tag{9}$$

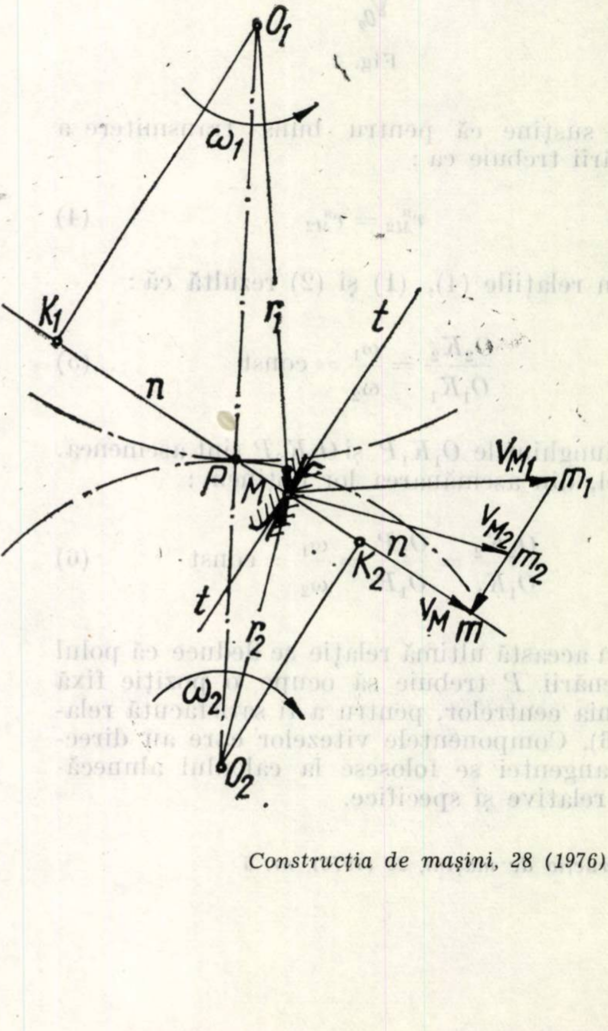
Dar $\bar{n}\cdot\bar{v}_{MM_1} = \bar{n}.\bar{v}_{MM_2} = 0$, deoarece vectorii care se înmulțesc sînt perpendiculari.

$$\text{Deci : } \bar{n}\cdot\bar{v}_M = \bar{n}\cdot\bar{v}_{M_1} = \bar{n}\cdot\bar{v}_{M_2}. \tag{10}$$

Relația arată că proiecția fiecărei viteze de transport pe direcția normalei comune la ambele profile este egală cu viteza absolută.

c) Cele arătate anterior se pot verifica ușor la angrenajele evolventic și cicloidal.





În cazul angrenajului evolventic (fig. 3), traiectoria absolută a punctului de contact este o linie dreaptă avînd direcția K_1K_2, care rămîne neschimbată. Vitezele relative ca direcție sînt perpendiculare pe dreapta K_1K_2, deci cele trei viteze nu-și modifică direcțiile tot timpul angrenării. În schimb, vitezele relative își vor modifica mărimea. Conform figurii 2, a și b, vitezele relative sînt îndreptate în jos pentru cazul cînd roata conducătoare se rotește spre dreapta. Cu ajutorul vitezelor $\bar{v}_{MM_1}$ și $\bar{v}_{MM_2}$ se calculează alunecările relative. Cînd contactul dintre dinți are loc în intervalul K_1P, vitezele relative de alunecare vor fi :

$$W_1 = v_{MM1} - v_{MM2}, \tag{11}$$

$$W_2 = v_{MM2} - v_{MM1}. \tag{12}$$

Viteza W_1 este negativă, iar viteza W_2 este pozitivă.

Pentru angrenarea dinților în intervalul PK_2 vitezele relative de alunecare își vor schimba semnele :

$$W_1 > 0, \quad \text{iar} \quad W_2 < 0.$$

Se consideră pozitive vitezele avînd sensul de deplasare a punctului de contact M_0 În figura 4 se prezintă schema de variație a vitezelor de alunecare față de sensul de deplasare a punctului de contact dintre dinți ; se remarcă schimbarea sensului vitezelor relative cînd angrenarea se face în polul P. Nu se insistă asupra acestui fenomen.

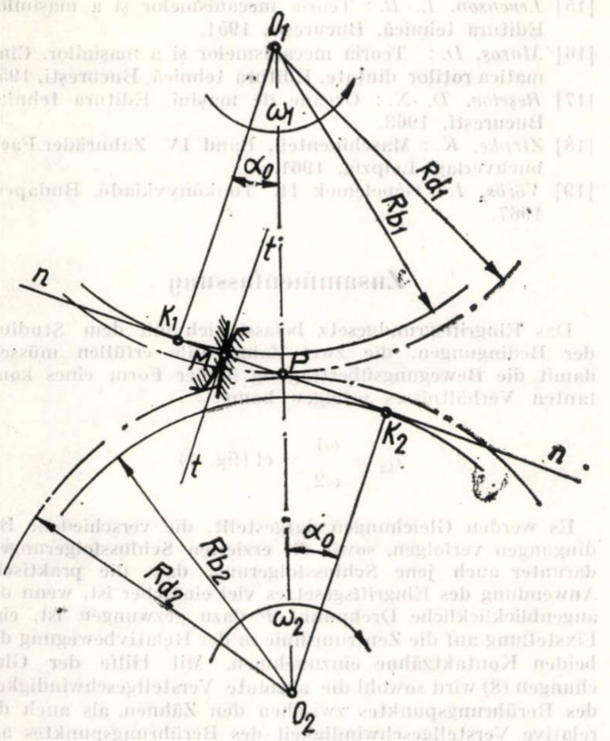


Fig. 3

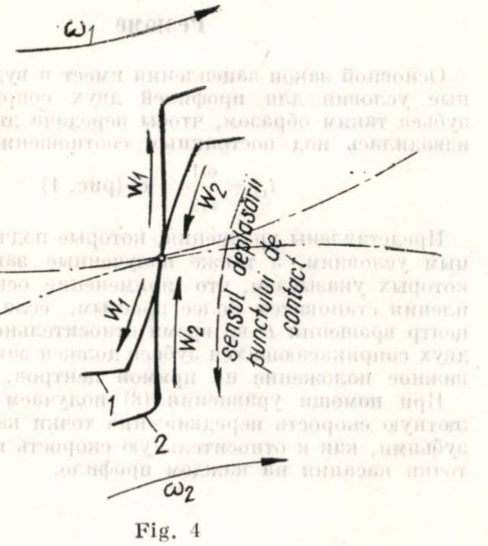


Fig. 4

d) În cazul angrenajului cicloidal (fig. 5), linia de angrenare constă în două arce de cerc. Se ştie că dacă M (punctul de contact dintre dinţi) este un punct al epicicloidei, atunci normala la aceasta va trece prin punctul P de tangentă dintre cercul generator g_i şi cercul de bază (care se confundă cu cercul de divizare), iar tangenta prin punctul A, diametral opus punctului P. Astfel, direcţia vitezei absolute a punctului M va fi MP, iar direcţia vitezelor relative va fi MA (sau tt). Cînd dinţii sînt în contact în polul P normala nn va fi perpendiculară pe linia centrelor O_1O_2, care în acest caz se confundă cu tangenta tt. Valoarea vitezei absolute a punctului de contact va fi :

$$v_M = v_{M1} = v_{M2} = O_1P \cdot \omega_1 = O_2P \cdot \omega_2.$$

Ca urmare, vitezele relative v_{MM1} şi v_{MM2} vor fi nule.

3. Aplicarea legii fundamentale a angrenării este mult mai simplă dacă se impune ca centrul instantaneu de rotaţie P în mişcarea relativă a celor doi dinţi în contact să ocupe o poziţie fixă pe linia centrelor. Cu ajutorul ecuaţiilor (8) se obţin atît viteza absolută de deplasare a punctului de contact dintre dinţi, cît şi vitezele relative de deplasare a punctului de contact pe fiecare profil.

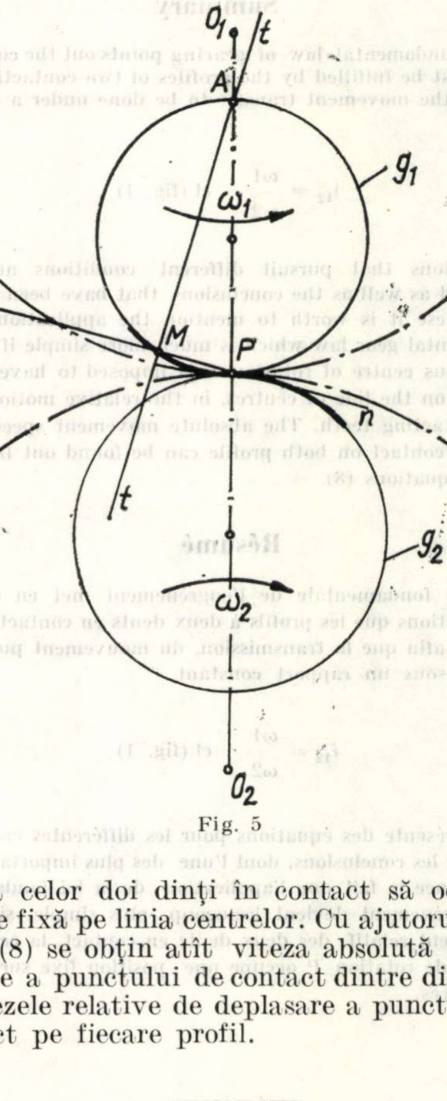


Fig. 5

BIBLIOGRAFIE

[1] *Artobolevski, I. I.* : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Editura tehnică, Bucureşti, 1955.

[2] *Artobolevski, S. I.* : Teoria mehanizmov i maşin. Viscaia skola, Moskva, 1963.

[3] *Adler, O. R.* : Angrenaje, vol. I. Editura tehnică, Bucureşti, 1968.

[4] *Bodilovscki, V. A., Simkovski, A. A.* : Teoria mehanizmov i maşin. Minsk, 1966.

[5] *Beloiu, M.* : Funcţiile evolventei. Editura tehnică, Bucureşti, 1966.

[6] *Baranov, G. G.* : Teorii mehanizmov i maşin. Maşghiz, Moskva, 1959.

[7] *Botez, E.* : Angrenaje. Editura tehnică, Bucureşti, 1962.
[8] *Demian, Tr.* : Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină. Partea a II-a. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1970.
[9] *Dubbel, H.* : Taschenbuch für den Maschinenbau. Springer-Verlag, Berlin, 1943.
[10] *Green, W. G.* : Theory of Machines. Blakie, London, 1960.
[11] *Horovitz, B.* : Organe de maşini. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1969.
[12] *Horovitz, B., Sauer, ş.a.* : Angrenaje. Editura tehnică, Bucureşti, 1970.

Summary

The fundamental law of gearing points out the conditions that must be fulfilled by the profiles of two contacting teeth so that the movement transfer to be done under a constant ratio :

$$i_{12} = \frac{\omega 1}{\omega 2} = \text{ct (fig. 1)}$$

Equations that pursuit different conditions are begin presented as well as the conclusions that have been reached. From these it is worth to mention the application of the fundamental gear law which is much more simple if the instantaneous centre of rotation *P* is imposed to have a fixed position on the line of centres, in the relative motion of the two contacting teeth. The absolute movement speed of the point of contact on both profile can be found out by means of the equations (8).

Résumé

La loi fondamentale de l'engrènement met en évidence les conditions que les profils à deux dents en contact doivent remplir, afin que la transmission, du mouvement puisse être réalisée sous un rapport constant.

$$i_{12} = \frac{\omega 1}{\omega 2} = \text{ct (fig. 1)}$$

On présente des équations pour les différentes conditions, ainsi que les conclusions, dont l'une des plus importantes met en évidence le fait que l'application de la loi fondamentale de l'engrènement devient beaucoup plus simple, si lors du mouvement relatif des deux dents en contact, la centre instantané de rotation *P* occupe une position fixe sur la ligne des centres.

[13] *Ham, Crane, Rogers* : Mechanics of machinery. McGraw-Hill, New York, 1958.
[14] *Kojevnikov, S. N.* : Teoria mehanizmov i maşin. Maşghiz, 1954.
[15] *Levenson, L. B.* : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Editura tehnică, Bucureşti, 1951.
[16] *Maroş, D.* : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinematica roţilor dinţate. Editura tehnică, Bucureşti, 1958.
[17] *Reşetov, D. N.* : Organe de maşini. Editura tehnică, Bucureşti, 1963.
[18] *Zirpke, K.* : Maschinenteil, Band IV. Zahnräder.Fachbuchverlag, Leipzig, 1961.
[19] *Vörös, I.* : Gépelemek II. Tonkönyvkiadó, Budapest, 1967.

Zusammenfassung

Das Eingriffsgrundgesetz befasst sich mit dem Studium der Bedingungen, die zwei Zahnprofile erfüllen müssen, damit die Bewegungsübertragung in der Form eines konstanten Verhältnisses erfolgen kann :

$$i_{12} = \frac{\omega 1}{\omega 2} = \text{ct (fig. 1)}$$

Es werden Gleichungen dargestellt, die verschiedene Bedingungen verfolgen, sowie die erzielten Schlussfolgerungen, darunter auch jene Schlussfolgerung, dass die praktische Anwendung des Eingriffsgesetzes viel einfacher ist, wenn der augenblicklickliche Drehpunkt *P* dazu gezwungen ist, eine Fixstellung auf die Zentrumslinie in der Relativbewegung der beiden Kontaktzähne einzunehmen. Mit Hilfe der Gleichungen (8) wird sowohl die absolute Verstellgeschwindigkeit des Berührungspunktes zwischen den Zähnen, als auch die relative Verstellgeschwindigkeit des Berührungspunktes auf jedes Profil erzielt.

Резюме

Основной закон зацепления имеет в вуду обязательные условия для профилей двух соприкасающихся зубьев таким образом, чтобы передача движения производилась под постоянным соотношением

$$i_{12} = \frac{\omega 1}{\omega 2} = \text{ct (рис. 1)}$$

Представлены уравнения, которые подчиняются разным условиям, а также полученные заключения, из которых указываем, что применение основного зацепления становится более простым, если мгновенных центр вращения *P* во время относительного движения двух соприкасающихся зубьев должен занимать неподвижное положение на прямой центров.

При помощи уравнения (8) получаем также абсолютную скорость передвижения точки касания между зубьями, как и относительную скорость передвижения точки касания на каждом профиле.

IAEM

CONTOARE ELECTRICE MONOFAZATE ŞI TRIFAZATE PENTRU MASURAREA ENERGIEI ELECTRICE ACTIVE ŞI REACTIVE

BLOC DE MĂSURARE DIFERENŢIATĂ A ENERGIEI ELECTRICE

APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU AX CENTRAL ŞI DESCHIDEREA SCAREI DE 240°

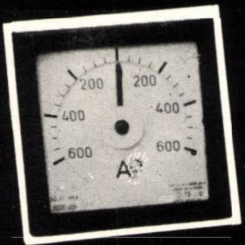
APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU DESCHIDEREA SCAREI DE 90°

APARATE MAGNETOELECTRICE FORMAT PROFIL

APARATE INDICATOARE (FORMAT PROFIL) PENTRU MĂSURAREA MĂRIMILOR NEELECTRICE

APARATE INDICATOARE CU SCARA DUBLA PENTRU REGULATOARE ELECTRONICE

LOGOMETRE, MILIVOLTMETRE, MILIAMPERMETRE REGULATOARE



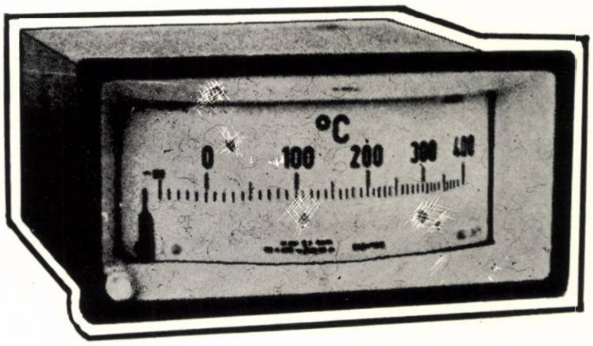
INTREPRINDEREA
DE APARATE ELECTRICE
DE MĂSURAT
TIMIŞOARA

Ohmmetre magnetoelectrice

Şunturi interşarjabile şi cabluri de legătură calibrate

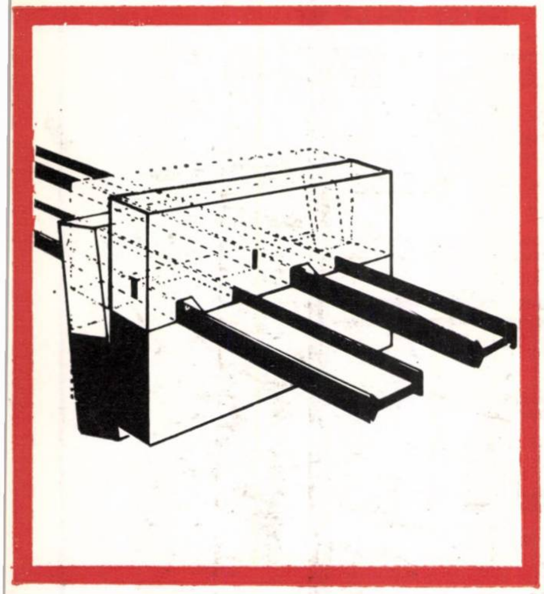
Str. Venus nr. 2 telefon: 36929
32012
telex: 43343

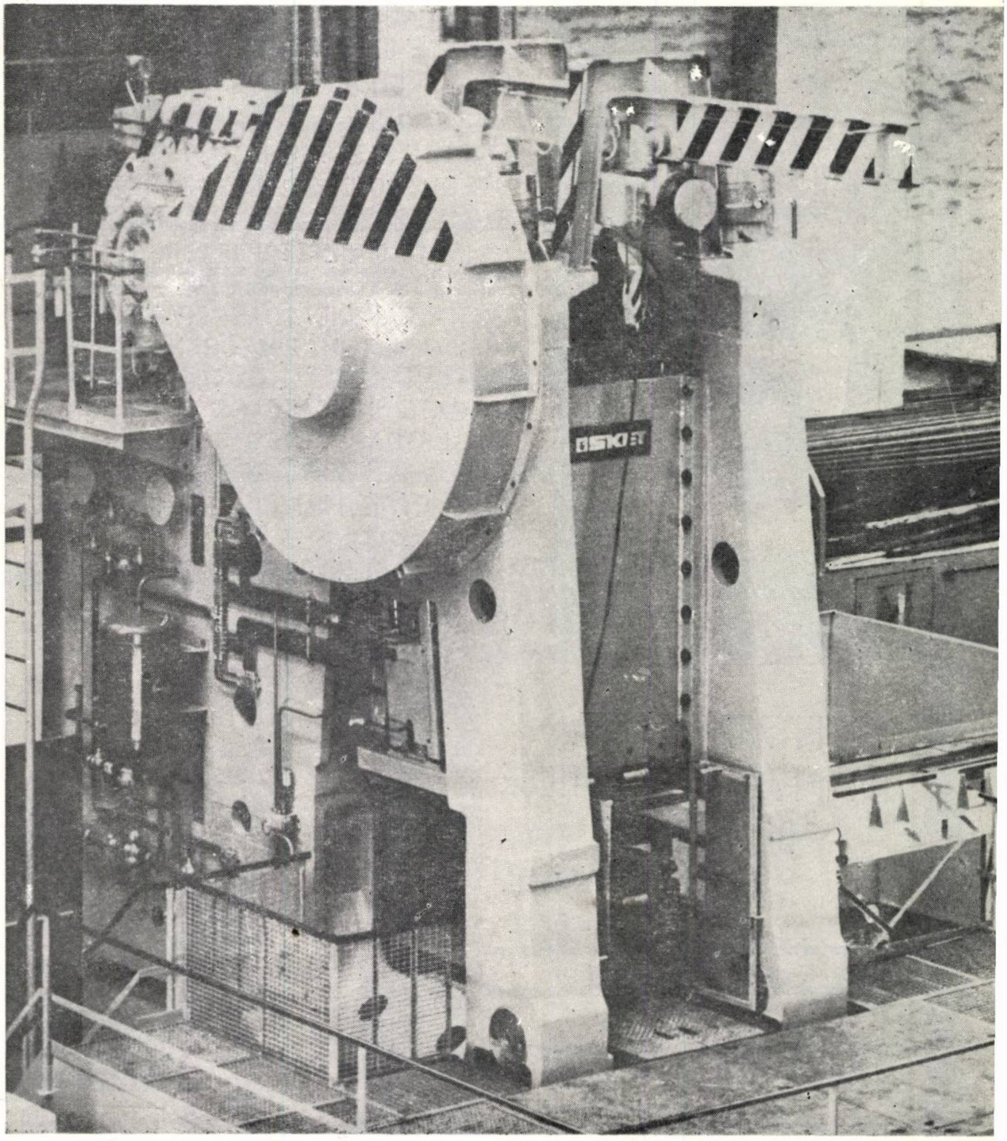
IAEM



Tăiate cu precizie!

Aceasta a fost aprecierea experţilor care s-au convins de calitatea tăieturilor executate de foarfecele nostru pentru oţel profilat. Debitarea oţelului de profil I şi U se face cu 4, respectiv 3 cuţite, iar a oţelului în bare, în mod convenţional, cu 2 cuţite. In acest fel se realizează o tăiere fără deformări de profil. Inginerii noştri de specialitate vă stau oricînd la dispoziţie pentru informaţii suplimentare.





SKET

VEB SCHWERMASCHINENBAU-KOMBINAT »ERNST THÄLMAN
MAGDEBURG

Exportator : INVEST EXPORT
Volkseigener Aussenhandelsbetrieb der Deutschen Demokratischen Republik
DDR-108 Berlin, Johannes — Dieckman — Strasse 7—9

Informaţii : Ambasada R.D.G. din R. S. România. Secţia comercial
TKB INVEST EXPORT
BUCUREŞTI 59. Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

PUBLICO

MACHINOEXPORT

Strung revolver automat ACR – 200

BULGARIE

MACHINOEXPORT

Strungul se foloseşte la prelucrarea automată de mare roductivitate a pieselor, începînd cu barele calibrate sau nu, u diametrul de 40 mm, precum şi a pieselor prelucrate pre-minar, cu diametrul de 20-85 mm şi lungime de 20-155 mm. rin prelucrarea semiautomată dimensiunile părţilor prelu-rate sînt determinate de parametrii geometrici ai maşinii.

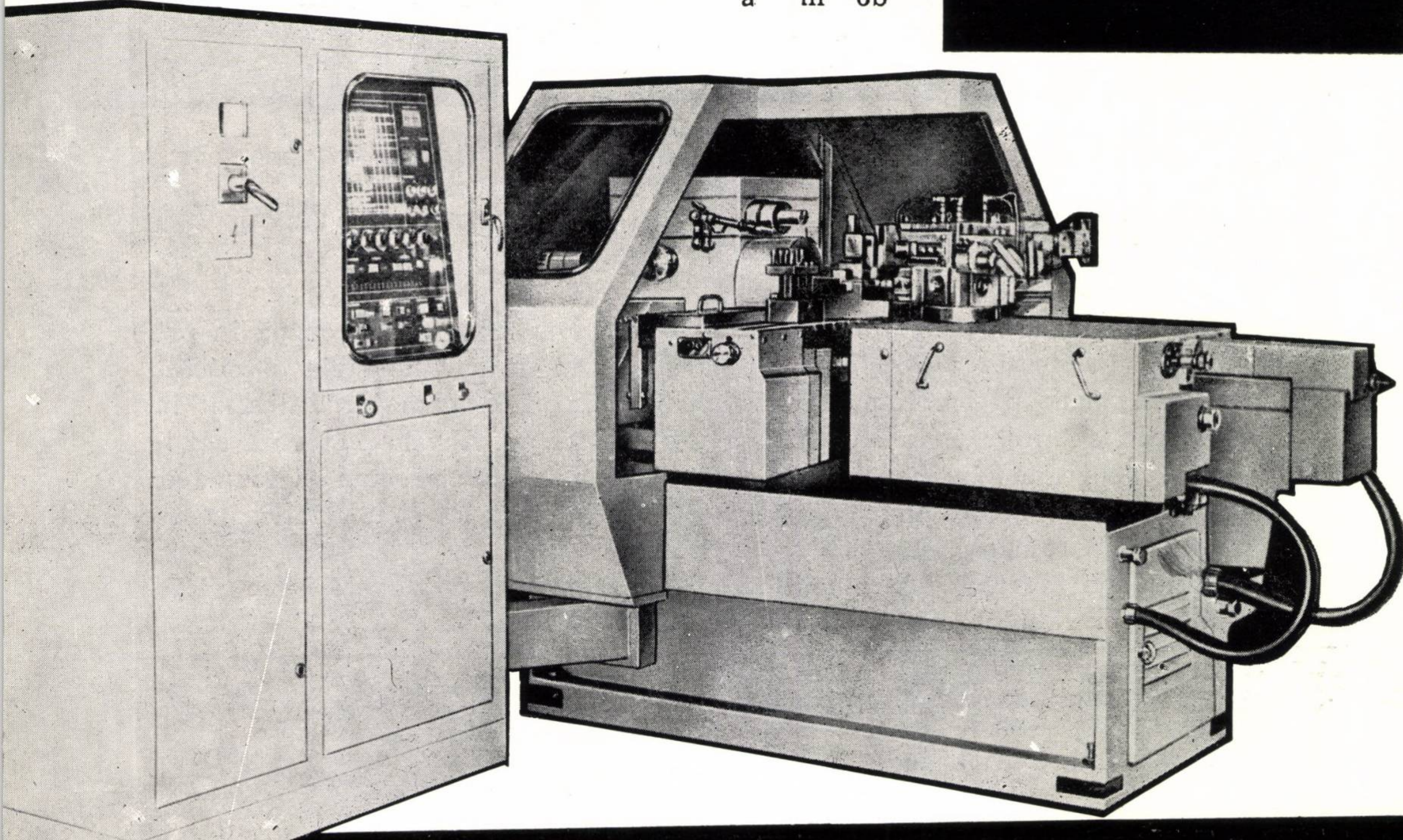
Comanda cu program prin afişare a cotelor se reali-ează cu ajutorul semiconductoarelor şi prezintă o mare iguranţă în exploatare.

ACR-200 este o maşină modernă cu mari posibilităţi ehnologice şi o mare precizie de prelucrare. Este prevăzută u un set complet de scule şi accesorii suplimentare.

● Diametrul maxim de prelucrare :	
- deasupra căruciorului transversal	220 mm
- deasupra bancului de lucru	400 mm
● Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
● Cursa căruciorului transversal	± 100 mm
● Precizia de prelucrare :	
- la operaţii de copiere	0, 05 mm
- gradul de rugozitate	$R_a = M_m(V_{6b})$

Exportator :

MACHINOEXPORT – S.A.R.L
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia



PUBLICOM

DDR·ARMATUREN·KOMBINAT
MAW
MAW
80 ND 40
18/10

Robinete de închidere MAW
turnate din oţel-crom-nichel

Ventilele de închidere MAW turnate din oţel-crom-nichel, care ocupă în programul de fabricaţie a Combinatului de armături pentru industria chimică al R. D. Germane un loc important, răspund tuturor exigenţelor utilizării în tehnologiile chimiei. Prin construcţia lor solidă şi carcasa de formă aerodinamică se reduce la maximum pierderea de presiune precum şi formarea vîrtejurilor în robinet. Toate piesele care vin în atingere cu medii agresive sînt din oţel-crom-nichel.
Programul de fabricaţie al armăturilor din crom-nichel include între altele robinete de închidere din etajul de presiune ND 16 şi ND 40 în 15-200 NW.

VEB MAGDEBURGER ARMATURENWERKE
·KARL MARX·ARMATURENKOMBINAT

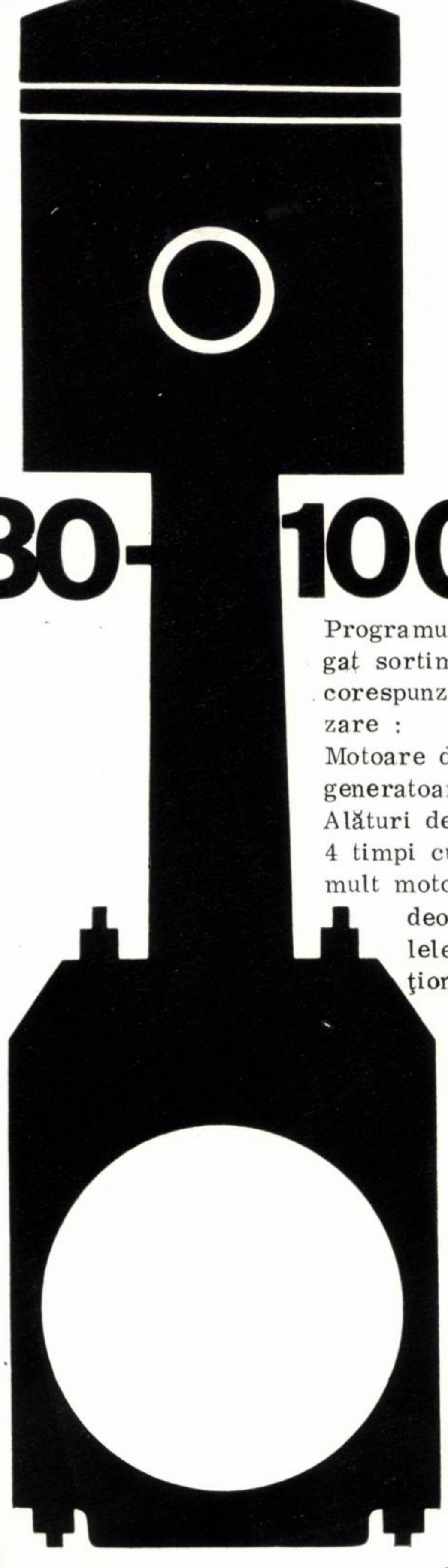
Secţia comercială a Ambasadei R. D. Germane
în R. S. România
TKB - Technocommerz - Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14

TechnoCommerz
GmbH
DDR-108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Straße 11/13
Telefon: 2240 Telex: 011-4861

PUBLICOM

SKL
motoren

Von 30-10000 PS



De la 30
pînă la
10 000 CP

Programul nostru de producţie cu un bogat sortiment de produse oferă motorul corespunzător fiecărui domeniu de utilizare :
Motoare de acţionare sau agregate de generatoare diesel, pe apă sau pe uscat. Alături de tipurile de motoare în 2 şi 4 timpi cunoscute se afirmă tot mai mult motoarele SKL din a treia generaţie, deoarece marea lor rentabilitate, intervalele avantajoase de întreţinere şi excepţionala concentrare de putere corespund cerinţelor noi - prezente şi viitoare - ale tehnicii de acţionare. Livrăm motoare diesel de 30-10 000 CP şi agregate de generatoare diesel de 30-1 100 kVA.

SKL

VEB SCHWERMASCHINENBAU
»KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG

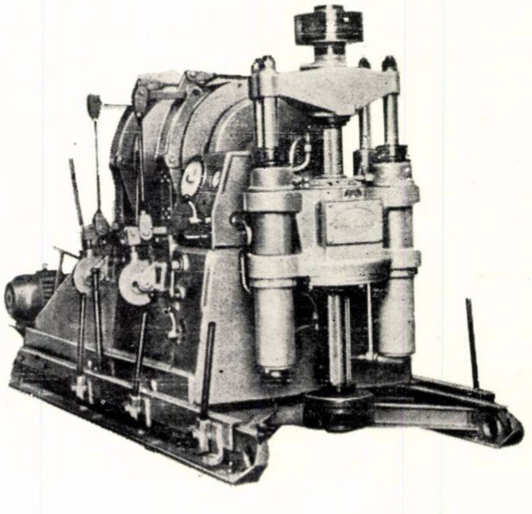
– KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN –

EXPORTEUR:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

PUBLICOM

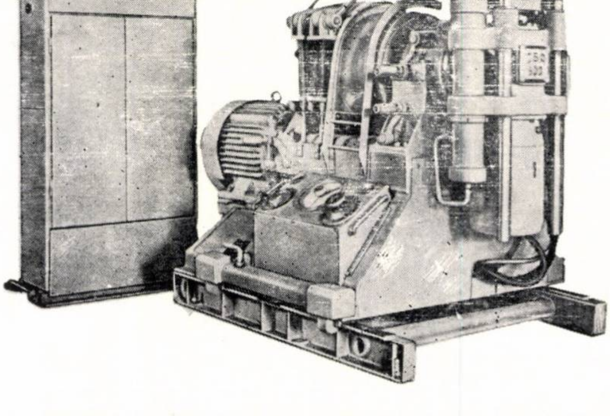
Solicitaţi informaţii de specialitate de la :
Secţia comercială a Ambasadei R.D. Germane în R.S. România
TKB-Technocommerz Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti

Maşinele de forat
cu coroane din aliaj dur şi diamant
de fabricaţie sovietică



vă ajută
să săpaţi puţuri pînă la
următoarele adîncimi

- de 100 m BSK-2M-100
- de 500 m SBA-500
- de 800 m ZIF-650 M
- de 2000 m ZIF-1200 MR



Pentru obţinerea
unor informaţii
mai amănunţite
scrieţi-ne
la următoarea adresă:

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

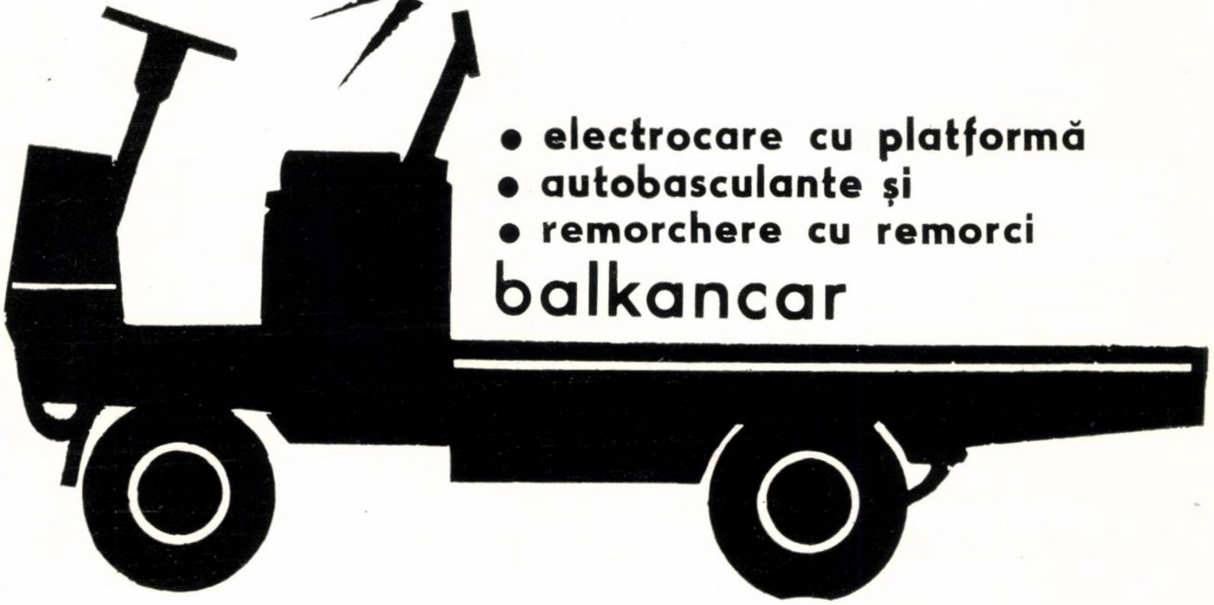
Publicom

balkancar

TRADIȚIE ȘI CONTEMPORANEITATE

A transporta în general este o necesitate.
A transporta rațional înseamnă perspicacitate.

Şi atunci?



- electrocare cu platformă
- autobasculante și
- remorchere cu remorci

balkancar

Capacitatea de încărcare: pînă la 3000 kg.
Efort de remorcaj: pînă la 250 kg.

Exportator:

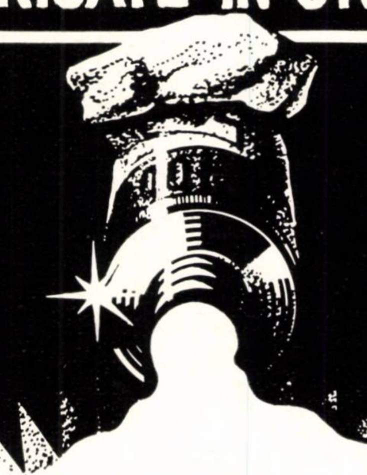
BALKANCARIMPEX

Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

PASTELE CU DIAMANT
FABRICATE IN URSS



FOLOSITE CU SUCCES LA SUPRAFINISAREA, RODAREA, SI LUSTRUIREA SUPRAFETELOR MATERIALELOR METALICE SI NEMETALICE FRAGILE

▨ Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

▨ Ele pot fi folosite în egală măsură la prelucrarea mecanică precum şi la cea manuală a pieselor.

▨ Pastele cu diamant sînt fabricate:

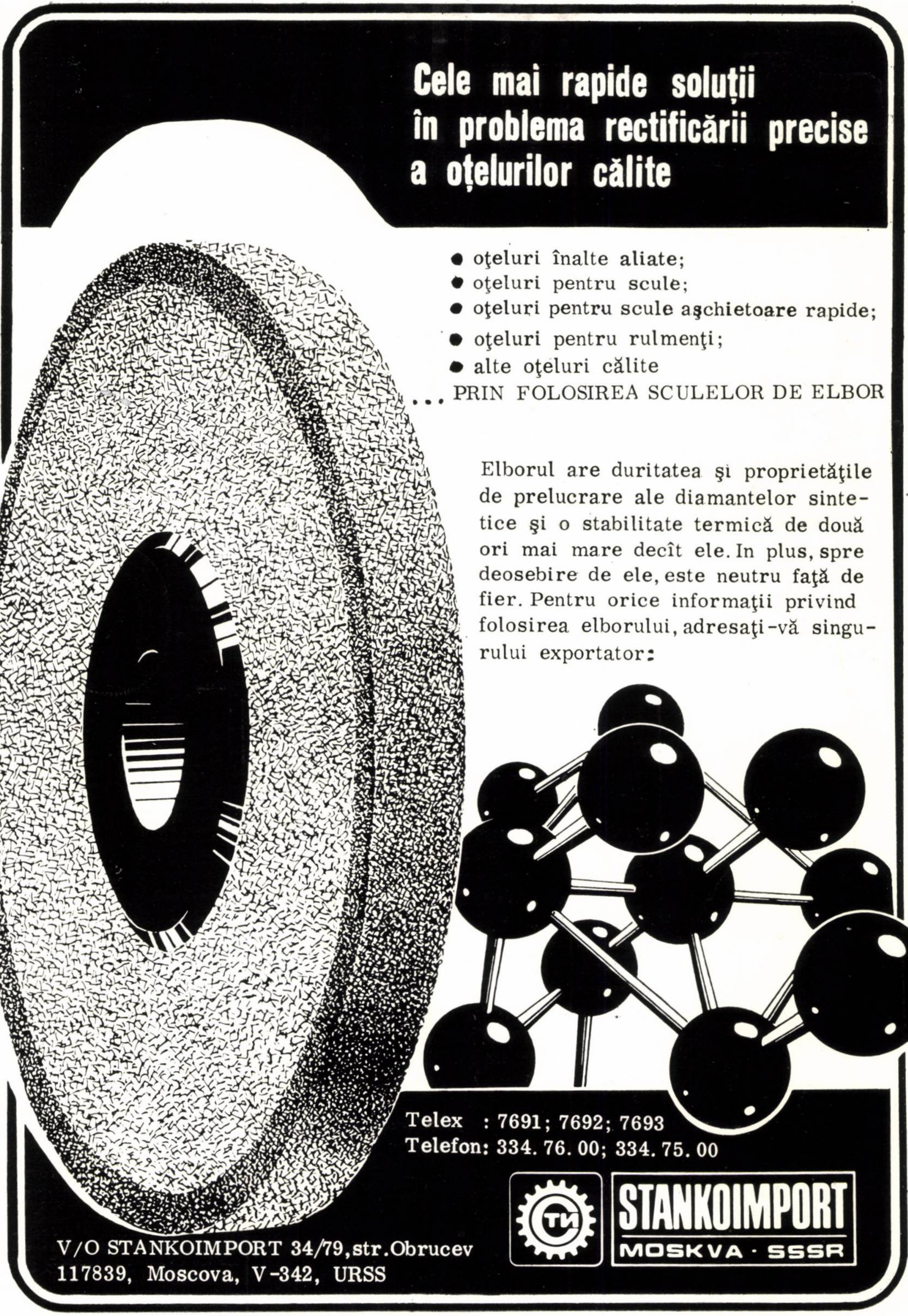
- în două tipuri: - solubile în solvenţi organici-O
  - solubile în apă-B
- în trei concentraţii: 2, 5 şi 10%
- precum şi sub formă de granule de 11 dimensiuni

Pentru orice informaţii scrieţi la următoarea adresă:

32/34 Smolenskaia-Sennaia
Moskova G-200, URSS
Telegrame: Stankoimport - Moskova;
Telex : 7227; 7228

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM



Cele mai rapide soluții în problema rectificării precise a oțelurilor călite

- oţeluri înalte aliate;
- oţeluri pentru scule;
- oţeluri pentru scule aşchietoare rapide;
- oţeluri pentru rulmenţi;
- alte oţeluri călite

... PRIN FOLOSIREA SCULELOR DE ELBOR

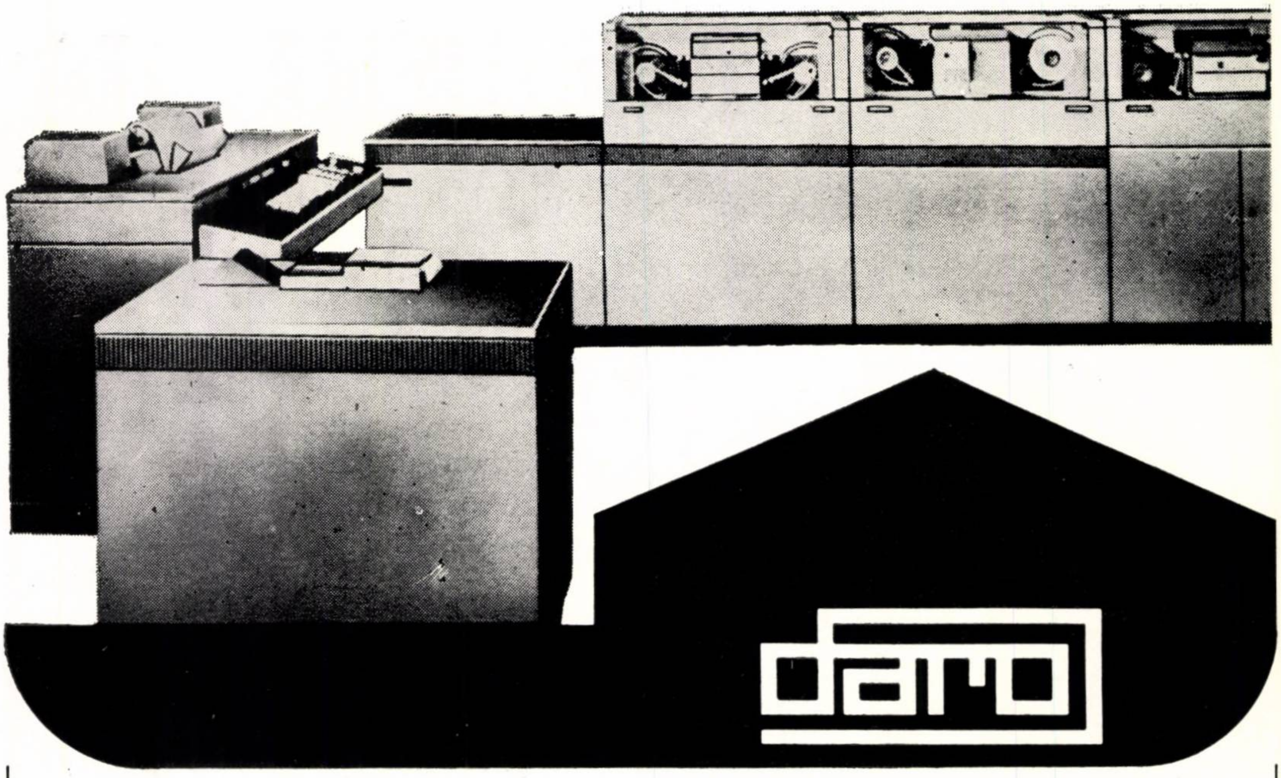
Elborul are duritatea şi proprietăţile de prelucrare ale diamantelor sintetice şi o stabilitate termică de două ori mai mare decît ele. In plus, spre deosebire de ele, este neutru faţă de fier. Pentru orice informaţii privind folosirea elborului, adresaţi-vă singurului exportator:

Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334.76.00; 334.75.00

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

V/O STANKOIMPORT 34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS

PUBLICOM



1840

Oricine poate beneficia de avantajele prelucrării electronice a datelor.

În prezent și în viitor se acordă și se va acorda o mare atenție raționalizării muncii administrative, în interesul unor relații cît mai raționale între diversele cheltuieli. În acest domeniu, prelucrarea electronică a datelor se află pe primul plan și nu va mai fi rezervată exclusiv marilor întreprinderi. Cu mica noastră mașină de prelucrare a datelor **„Daro 1840"** și întreprinderile mici vor putea beneficia de avantajele prelucrării electronice a datelor, de exemplu, în calculul salariilor, ceea ce înseamnă mari economii de forță de muncă administrativă, precum și eliminarea pe scară largă a greșelilor.

„Daro 1840" se poate folosi cu aceeași eficiență și pentru evidențe contabile sau financiare, pentru gestiunea depozitelor, precum și pentru facturări și decontări.

La cererea dv. vă trimitem cu plăcere orice informații detaliate.

Daro 1840

- este o mașină eficientă, de capacitate medie pentru prelucrarea datelor și dispune de o avantajoasă evidență magnetică a conturilor ;
- datorită unei dotări flexibile și unor dispozitive periferice multilaterale, ea poate fi bine adaptată oricăror cereri ale beneficiarilor ;
- „software", orientat spre problemele practice garantează reducerea cheltuielilor de pregătire a utilizării mașinii ;
- o unitate centrală liber programabilă, cu o capacitate de memorizare pînă la 1024 de cuvinte cu cîte 16 poziții și memorie extensibilă ;
- șapte canale de introducere, respectiv extragere ;
- o unitate de introducere și extragere cu tastatură numerică și alfanumerică, precum și o imprimantă de serie, la alegere, cu 20 sau 100 de semne pe secundă.

Büromaschinen-Export GmbH Berlin
DDR-108 Berlin, Friedrichsstrasse 61
Deutsche Demokratische Republik
(Republica Democrată Germană)

bme

PUBLICOM

CONSTRUCTIA
DE MAȘINI

ABONATI-VA

LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

M. I. C. M.

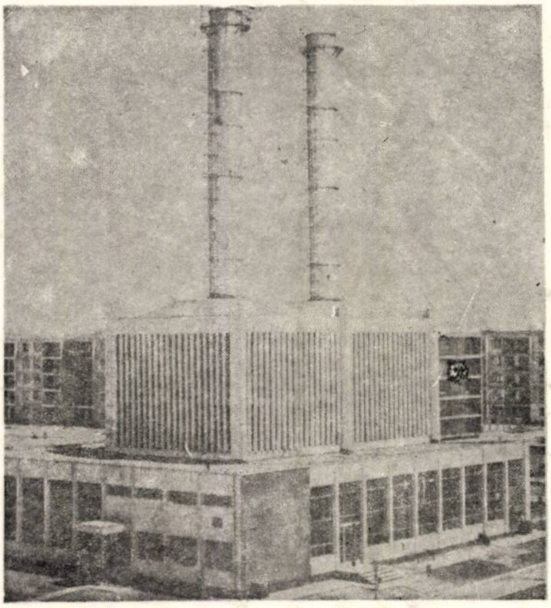
INTREPRINDEREA

VULCAN

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREȘTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 035 t/h

- Cazane de apă caldă
de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDATĂ 1904

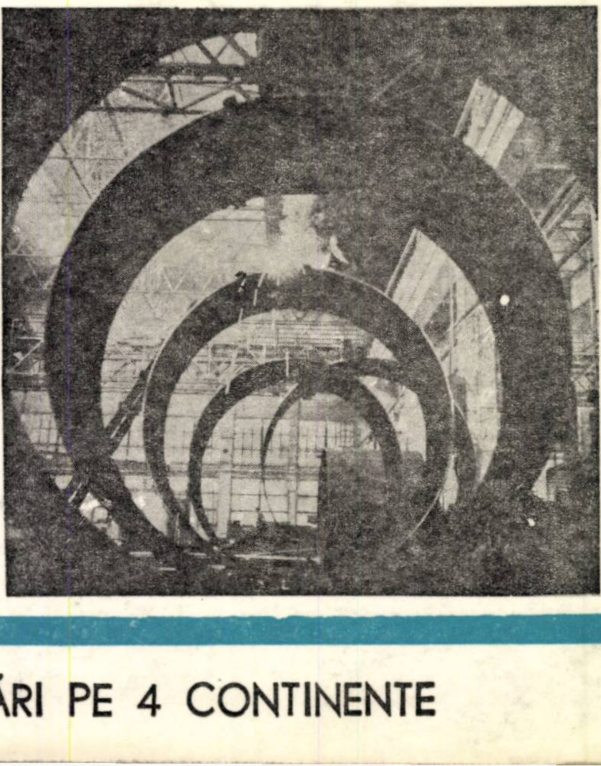
1976 SEP 30

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1, 5 şi 1, 9 t

In cei peste 70 ani de existenţă Intreprinderea VULCAN a acumulat o bogată experienţă tehnică, dispunînd de cadre cu înaltă calificare şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.



EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E 3279

REFERÁLVA

R

CONSTRUCTIA DE MAŞINI

7

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVIII • nr. 7 • IULIE 1976

43 CIF
BUCURESTI
1976

BUCUREŞTI '76

ROMANIA

5—10 septembrie 1976

CONGRES INTERNATIONAL DE TURNĂTORIE
CONGRÈS INTERNATIONAL DE FONDERIE
INTERNATIONAL FOUNDRY CONGRESS
INTERNATIONALER GIESSEREIKONGRESS

- **cercetare — tehnologie — progres**
- **recherche — technologie — progrès**
- **research — technology — progress**
- **forschung — technologie — fortschritt**

este tema acestui congres organizat de către Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din România (CNIT), sub egida Comitetului Internaţional al Asociaţiilor Tehnice de Turnătorie (CIATF).

est le thème de ce congrès organisé par le Conseil National des Ingénieurs et des Techniciens de Roumanie (CNIT), sous l'égide du Comité International des Associations Techniques de Fonderie (CIATF).

is the theme of this Congress organized by the National Council of Engineers and Technicians of Romania (CNIT), under the auspices of the International Committee of Foundry Technical Associations (CIATF).

ist das Thema des vom Nationalrat der Ingenieure und Techniker von Rumänien (CNIT), zusammen mit dem Internationalen Komitee der technischen Giessereivereine (CIATF) organisierten Kongresses.

- *Adresa secretariatului Congresului:*
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE (ICPTSC)
COMITETUL DE ORGANIZARE AL CONGRESULUI INTERNAŢIONAL DE TURNĂTORIE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bucureşti — România

- *Adresse du Secrétariat du Congrès:*
INSTITUT TECHNOLOGIQUE POUR PROCÉDÉS À CHAUD (ICPTSC)
CONGRÈS DE FONDERIE – COMITÉ D'ORGANISATION
105, Şos. Olteniţei; Tél: 83 21 70
Télex: 11798 Calde r.
Bucarest — Roumanie

- *Address of the Congress Secretariat:*
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES (ICPTSC)
FOUNDRY CONGRESS – ORGANIZING COMMITTEE
Şos. Olteniţei 105 – Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bucharest — Romania

- *Anschrift des Kongresssekretariates:*
FORSCHUNGSINSTITUT FÜR WARMARBEITSVERFAHREN (ICPTSC)
GIESSEREIKONGRESS – ORGANISATIONSKOMITEE
Şos. Olteniţei 105; Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bukarest — Rumänien

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT
3881

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

ANUL XXVIII, Nr. 7, IULIE 1976

CUPRINS

UTILAJ MINIER

Koşa, St., Berces, I.: Încercarea turbinelor pneumatice ale ventilatoarelor axiale de mină. 349

Berces, I., Koşa, St.: Determinarea în tunel aerodinamic a caracteristicilor unui profil aerodinamic, dezvoltat pentru ventilatoare axiale de mină 353

Constantinescu, I., Czibula, R.: Studiul caracteristicilor energetice ale perforatoarelor pneumatice percutante. 356

Constantinescu, I., Czibula, R.: Contribuţii la determinarea legii de mişcare a pistonului liber la un perforator pneumatic percutant. 361

Barth, L.: Determinarea eforturilor unitare reale în axul unei maşini de extracţie. 377

Velicsek, Stw., Varga, I., Benedek, St.: Suspensii pe bază de elastomeri pentru vehicule miniere. 380

Beschia, R.: Consideraţii asupra uzurii transportoarelor cu bandă. 386
Partea I: Studiu calitativ.
Partea a II-a: Studiu cantitativ.

MATERIALE DOCUMENTARE

Berinde, V., Ziman, Gh.: Contribuţii la elaborarea unor modele matematice pentru prognoza activităţii de cercetare într-o ramură industrială. 395

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor: Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 622.457.2 ; 621–854.001.4

Koşa, St., Berces, I. : **Die Erprobung der Druckluftturbinen von Axialhandventilatoren.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 349

DK : 622.457.2 ; 533

Berces, I., Koşa, St. : **Bestimmung in Windtunnel der Kenngrössen eines, für Axialhandventilatoren entwickelten Stromlinienprofils.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 353

DK : 622.233.52–85 ; 620.9

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Das Studium der energetischen Kenngrössen der Druckluftbohrhämmer.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 356

DK : 622.233.52–85 ; 531.8

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Beiträge zur Bestimmung des Bewegungsgesetzes des freischwebenden Kolbens bei einem Drukluftbohrhammer.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 361

DK : 622.673.1

Barth, L. : **Bestimmung der wirklichen Belastung der Flächeneinheit in der Achse einer Fördermaschine.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 377

DK : 622.647

Velicsek, St., Varga, I., Benedek, St. : **Federungen auf Elastomerenbasis für Grubenfahrzeuge,**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 380

DK : 622.647.2.001.2.004.62

Beschia, R. : **Betrachtungen über den Bandfördererverschleiss.**
1. Teil : Gütesstudium.
2. Teil : Mengestudium.

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 386

DK : 51 ; 65.012.23 ; 62.001.5

Berinde, V., Ziman, Gh. : **Beiträge zur Ermittlung einiger mathematischen Modellen für die Vorhersage der Forschungstätigkeit in einem Industriezweig.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, S. 395

ACHTUNG!

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM—Serviciul export-import presă, Calea Griviței Nr. 64 – 66. Postschliessfach 2001 Fernschreiben 011226. 7000 Bukarest—abonnieren lassen.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 622.457.2 ; 621–854.001.4

Коша, Шт., Берчес, И.: **Испытание пневматических турбин шахтных осевых вентиляторов.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 349

ДК : 622.457.2 ; 533

Берчес, И., Коша, Шт.: **Определение в аэродинамическую трубу характеристиков одного аэродинамического профили, развитый для шахтных осевых вентиляторов.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 353

ДК : 622.233.52–85 ; 620.9

Константинеску, И., Цибула, Р.: **Исследование энергетических характеристиков ударных пневматических перфораторов.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 356

ДК : 622.233.52–85 ; 531.8

Константинеску, И., Цибула. Р.: **Налоги к определению закона движения холостово поршени ударного пневматического перфоратора.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 361

ДК : 622.673.1

Барт, Л.: **Определение единичных реальных усилий на шпиндель шахтного подъёмника.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 377

ДК : 622.647

Величек, Ств., Варга, И., Бенедек., Шт.: **Подвески на основании эластомеров для шахтных машин.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 380

ДК : 622.647.2.001.2.004.62

Беския, Р.: **Соображения в связи с изнашиванием ленточных конвейеров.**
II-ая часть: Качественное исследование.
II-ая часть: Количественное исследование.

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 386

ДК : 51 ; 65.012.23 ; 62.001.5

Беринде В., Зиман, Гх.: **Налоги к плавке математических модел для прогноза исследования на одной промышленный отрасль.**

Constructia de mașini, 28 (1976), nr. 7, стр. 395

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă—Calea Griviței nr. 64– 66, P.O.B. 2001 telex 011226—București.

CONTENTS

DC ; 622.457.2 ; 621–854.001.4

Koşa, St., Berces, I. : **Testing compressed air turbines of axial hand blowpipes.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 349

DC ; 622.457.2 ; 533

Berces, I., Koşa, St. : **Determining in wind tunnel the characteristics of a streamlined shape, developped for axial hand blowpipes.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 353

DC ; 622.233.52–85 ; 620.9

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Study of energetical characteristics of percussion jack hammers.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 356

DC ; 622.233.52–85 ; 531.8

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Contributions to the determination of the movement law of the free piston at a percussion jack hammer.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 361

DC ; 622.673.1

Barth, L. : **Determining the real unit loadings in the shaft of a hoistig engine.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 377

DC ; 622.647

Velicsek, St., Varga, I., Benedek, St. : **Suspension on elastomer basis for mining vehicles.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 380

DC ; 622.647.2.001.004.62

Beschia, R. : **Considerations on the wear of belt conveyers.**
1st part : Quality study.
2nd part : Quantity study.

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 386

DC ; 51 ; 65.012.23 ; 62.001.5

Berinde, V., Ziman, Gh. : **Contributions to the elaboration of some mathematical models for forecasting research activity in an industrial branch.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 395

ATTENTION!

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă, Calea Griviței nr. 64–66. POB 2001, telex 011226, 7000 Bucharest.

SOMMAIRE

CD ; 622.457.2 ; 621–854.001.4

Koşa, St., Berces, I. : **Vérification des turbines pneumatiques des ventilateurs axiaux de mine.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 349

CD ; 622.457.2 ; 533

Berces, I., Koşa, St. : **Détermination en tunnel aérodynamique, des caractéristiques d'un profil aérodynamique pour des ventilateurs axiaux de mine.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 353

CD ; 622.233.52–85 ; 620.9

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Étude des caractéristiques énergétiques des perforatrices pneumatiques percutantes.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 356

CD ; 622.233.52–85 ; 531.8

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Contributions à la détermination de la loi de mouvement du piston libre d'une perforatrice pneumatique percutante.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 361

CD ; 622.673.1

Barth, L. : **Détermination des efforts unitaires réels dans l'axe d'un engin d'extraction.**

Construcția de mașini 28 (1976), nr. 7, p. 377

CD ; 622.647

Velicsek, Stw., Varga, I., Benedek, St.: **Suspensions sur la base d'élastomères, destinées aux véhicules miniers.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 380

CD ; 622.647.2.001.2.004.62

Beschia, R. : **Considérations sur l'usure des transporteurs à bande.**
Première partie : Étude qualitative.
Seconde partie : Étude quantitative.

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 386

CD ; 51 ; 65.012.23 ; 62.001.5

Berinde, V., Ziman, Gh. : **Contributions à l'élaboration de modèles mathématiques pour la prévision de l'activité de recherches dans une certaine branche industrielle.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 7, p. 395

ATTENTION!

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă. Calea Griviței nr. 64–66. POB 2001 ; telex 011226 ; 7000 Bucarest.

S U M A R

CZ ; 622.457.2 ; 621–854.001.4

Koşa, St., Berces, I. : **Încercarea turbinelor pneumatice ale ventilatoarelor axiale de mină.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 349

CZ ; 622.457.2 ; 533

Berces, I., Koşa, St. : **Determinarea în tunel aerodinamic a caracteristicilor unui profil aerodinamic, dezvoltat pentru ventilatoare axiale de mină.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 353

CZ ; 622.233.52–85 ; 620.9

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Studiul caracteristicilor energetice ale perforatoarelor pneumatice percutante.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 356

CZ ; 622.233.52–85 ; 531.8

Constantinescu, I., Czibula, R. : **Contribuţii la determinarea legii de mişcare a pistonului liber la un perforator pneumatic percutant.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 361

CZ ; 622.763.1

Barth, L. : **Determinarea eforturilor unitare reale în axul unei maşini de extracţie.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 377

CZ ; 622.647

Velicsek, Stw., Varga, I., Benedek, St. : **Suspensii pe bază de elastomeri pentru vehicule miniere.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 380

CZ ; 622.647.2.001.2.004.62

Beschia, R. : **Consideraţii asupra uzurii transportoarelor cu bandă.**

Partea I : Studiu calitativ.
Partea a II-a : Studiu cantitativ.

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 386

CZ ; 51.65.012.23 ; 62.001.5

Berinde, V., Ziman, Gh. : **Contribuţii la elaborarea unor modele matematice pentru prognoza activităţii de cercetare într-o ramură industrială.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 7, p. 395

SĂRBĂTOAREA CONSTRUCTORILOR DE MAŞINI

Ca în fiecare an, în prima duminică a lunii iulie am aniversat ,,ZIUA CONSTRUCTORILOR DE MAŞINI'' — eşalon de avangardă al oamenilor muncii din ţara noastră. În cinstea prestigiosului eveniment Uniunea Sindicatelor din Metalurgie şi Construcţii de maşini în colaborare cu conducerea ministerului nostru au prevăzut un amplu program de acţiuni în aproape toate întreprinderile şi institutele de profil din construcţia de maşini.

Iniţiativa s-a bucurat de un succes deplin. În perioada premergătoare zilei de 4 iulie au avut loc (s-au desfăşurat) o serie de simpozioane, conferinţe, sesiuni tehnico-ştiinţifice, schimburi de experienţă, gale de filme de specialitate, întreceri socialiste şi manifestări culturale şi sportive. Astfel, amintim sesiunile **cu teme privind rolul tehnologiei în afirmarea revoluţiei tehnico-ştiinţifice, contribuţiile cercetării la reducerea consumului de metal, dezvoltarea de produse noi şi reducerea importului, noi surse de energie, generalizarea acţiunii de tipizare, preocupările din domeniul calităţii şi fiabilităţii produselor etc.**

Dincolo de amploarea şi varietatea acestor acţiuni, trebuie subliniat caracterul lor netactual **desprins din semnificaţiile şi imperativele etapei pe care o parcurgem. Sintetizînd, se poate spune că — în prezent — eforturile noastre converg spre valorificarea optimă a tuturor resurselor materiale şi a întregului potenţial uman de care dispunem, spre aplicarea pe o arie tot mai largă a cuceririlor ştiinţei şi tehnicii contemporane.**

Conştienţi de calitatea lor de membri ai celui mai dinamic sector al progresului tehnic, constructorii de maşini — alături de întregul popor român — acţionează cu fermitate pentru traducerea în fapte a sarcinilor noului cincinal — cincinalul afirmării plenare a revoluţiei tehnico-ştiinţifice.

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI'', organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 ; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini''. Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia'', Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23–25, c. 1278

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

UTILAJ MINIER

CZ : 622.457.2 : 621–854.001.4

Încercarea turbinelor pneumatice ale ventilatoarelor axiale de mină

Ing. ŞTEFAN KÓSA ; ing. IOAN BÉRCES – Centrul de cercetări şi proiectări pentru utilaj minier şi de transport continuu-Laboratorul de cercetare „CEPROM" – Satu-Mare

Turbinele pneumatice utilizate pentru acţionarea ventilatoarelor axiale destinate aerajului parţial al minelor reprezintă consumatoare de energie, avînd o pondere importantă în bilanţul energetic al exploatărilor şi explorărilor miniere. Creşterea randamentului lor duce la o reducere esenţială a cheltuielilor de producţie, iar cercetările în acest sens traduc în viaţă prevederile Congresului al XI-lea al P.C.R. privind scăderea în cincinalul următor a acestora cu 6,5–7% [1]. Pe lîngă acest aspect primordial s-a mai urmărit creşterea fiabilităţii şi reducerea preţului de cost, asigurînd industria minieră cu ventilatoare competitive pe piaţa internaţională.

Acţionarea turbinelor pneumatice se face cu aer comprimat cu o suprapresiune de patru la şase bari, care trecînd printr-un ajutaj convergent-divergent îşi transformă energia potenţială în energie cinetică, iar aceasta se transformă în energie mecanică de rotaţie în şirul de palete al turbinei. Turbina pneumatică este cu o singură treaptă, cu acţiune totală şi admisie parţială. Încercările s-au desfăşurat pornind de la măsurătorile globale asupra turbinei în funcţionare. Utilizînd rezultatele acestor măsurători s-a evidenţiat influenţa formei şi a poziţiei relative a elementelor constructive prin măsurători asupra ajutajului şi şirului de palete statice.

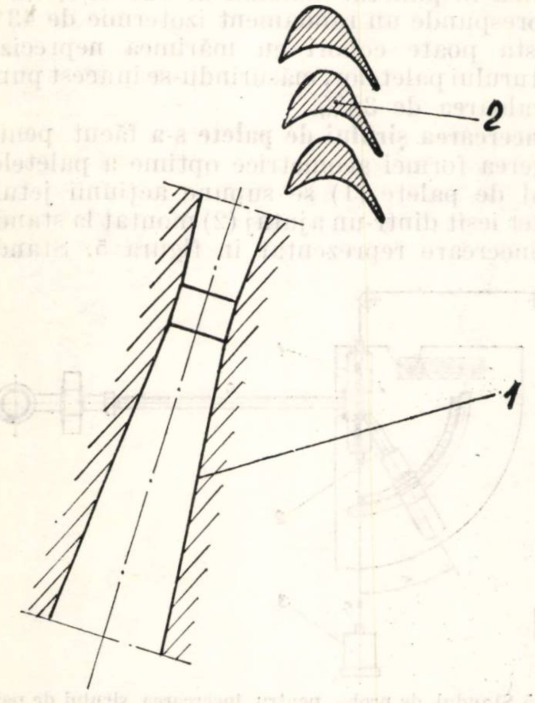


Fig. 1 Turbină pneumatică

1 – ajutajul convergent-divergent ; 2 – şirul de palete

Măsurătorile globale s-au desfăşurat în scopul determinării dependenţei randamentului izotermic al turbinei de viteza periferică. Standul utilizat (fig. 2) a permis determinări care să excludă pierderile mecanice şi prin ventilaţii datorită rotirii discului, obţinînd astfel puterea totală dezvoltată de turbină P_t, care raportată la puterea izotermică P_{iz} ne dă randamentul izotermic :

$$\eta_{iz} = \frac{P_t}{P_{iz}} \qquad (1)$$

Din încercările cu turbine de diferite diametre (300, 400 şi 500 mm) pe stand s-a constatat că randamentul izotermic este funcţie numai de viteza periferică a turbinei şi independent de diametrul pe care este montat şirul de palete. Pe figura 3 s-au trecut rezultatele măsurătorilor comparative dintre paletele acoperite cu bandaj (curba 1) şi cele neacoperite (curba 2). Randamentul izotermic al turbinei echipate cu palete cu bandaj este superior. Din analiza curbelor din figura 3 se mai observă creşterea randamentului odată cu creşterea vitezei periferice, creştere estompată în domeniul vitezelor mari. Teoretic, pornind din triunghiurile de viteză şi ecuaţia fundamentală a turbomaşini-

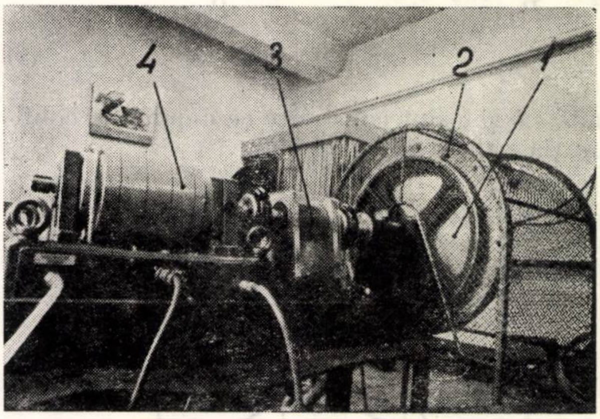


Fig. 2 Standul de probă pentru măsurători globale

1 – rotorul turbinei ; 2 – carcasa turbinei ; 3 – arborele torsiometric cu traductor de turaţie ; 4 – frîna electromagnetică.

lor, dar neglijînd influenţa frecărilor din ajutaj şi şirul de palete, se poate ajunge la o curbă asemănătoare curbei 1 din figura 3, care

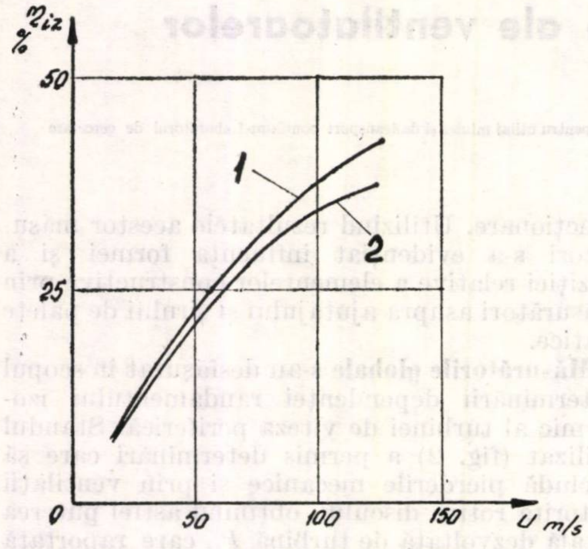


Fig. 3 Rezultatele măsurătorilor globale
1 – palete acoperite cu bandaj; 2 – palete neacoperite.

[1] reprezentată în figura 4 pentru cazul concret al profilului de paletă utilizat, îşi are maximul de $\eta_{iz} = 75{,}5\%$ la $U = 245$ m/s şi are ecuaţia de forma:

$$\eta_{iz} = \frac{P}{P_{iz}} \cdot 100 = \frac{u\left[a + b\sqrt{c + u^2 - 2au} - u\right]}{P_{iz}} \cdot 100\ [\%] \qquad (2)$$

unde *a*,*b* şi *c* sînt constante ce depind de configuraţia paletei şi ajutajului.

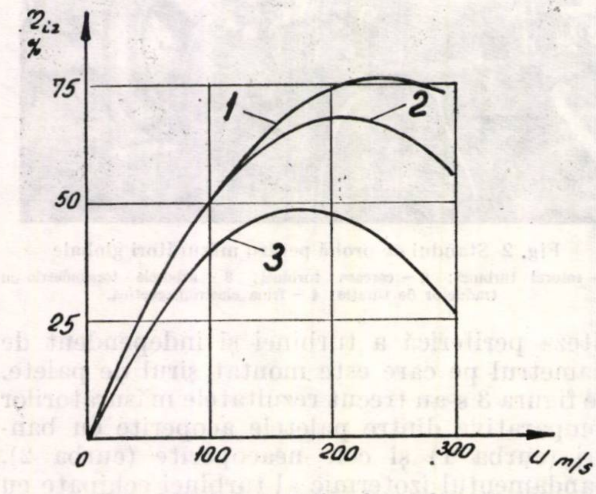


Fig. 4 Curbele teoretice de randament
1 – fără frecare; 2 – frînare cu şoc; 3 – curba măsurată extrapolată.

Curba 2 de pe figura 4 ţine seama de frînarea ce ia naştere peste o anumită viteză periferică, din cauză că jetul de aer loveşte extradosul paletei. Randamentul izotermic în acest caz va avea forma:

$$\eta_{iz} = \frac{P - P_{fr}}{P_{iz}} \cdot 100\ [\%] \qquad (3)$$

în care:

$$P_{fr} = uf_1(u) \cdot \sin f_2(u)$$

unde f_1 şi f_2 sînt funcţii implicite de *u*.

În acest caz randamentul maxim are valoarea:

$$\eta_{iz} = 67{,}5\%\ la\ u = 210\ \text{m/s}$$

În sfîrşit, pe aceeaşi diagramă s-a reprodus curba randamentelor măsurate pe standul de probe, care s-a extrapolat presupunînd conservarea proporţionalităţii pierderilor reprezentate de diferenţele faţă de curba 2 peste valori de 125 m/s.

Punctul optim realizabil deci în condiţiile reale se situează la:

$$\eta_{iz} = 48\%\ \text{şi}$$

$$u = 175\ \text{m/s}.$$

Această viteză periferică nu se poate atinge din cauza solicitării excesive a materialelor utilizate de către forţa centrifugă. Trebuie luat în considerare şi faptul că la maşina antrenată – ventilatorul – încărcarea scade cu creşterea debitului, scădere care determină o creştere a turaţiei către debite mari de aproximativ 1,2 ori faţă de turaţia în punctul nominal. În baza acestor considerente s-a stabilit turaţia optimă în punctul nominal de 120 m/s, căreia îi corespunde un randament izotermic de 43%. Acesta poate coborî cu mărimea nepreciziei conturului paletelor, măsurîndu-se în acest punct şi valoarea de 38%.

Încercarea şirului de palete s-a făcut pentru alegerea formei geometrice optime a paletelor. Şirul de palete (1) se supune acţiunii jetului de aer ieşit dintr-un ajutaj (2) montat la standul de încercare reprezentat în figura 5. Standul

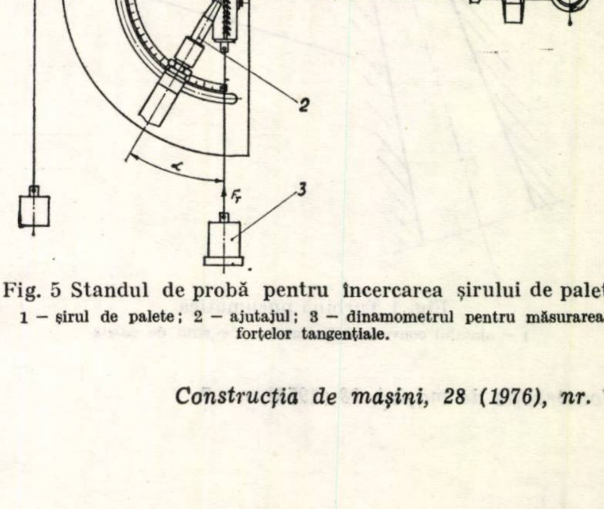


Fig. 5 Standul de probă pentru încercarea şirului de palete
1 – şirul de palete; 2 – ajutajul; 3 – dinamometrul pentru măsurarea forţelor tangenţiale.

constă dintr-un braţ articulat fixat printr-un dinamometru (3) care măsoară forţa tangenţială F_T, şi el permite rotirea şi deplasarea ajutajului, făcînd posibilă variaţia unghiului de aşezare şi a distanţei faţă de şirul de palete. În timpul încercărilor se menţine acelaşi ajutaj. Astfel, au fost încercate paletele cu secţiunile de pe figura 6.

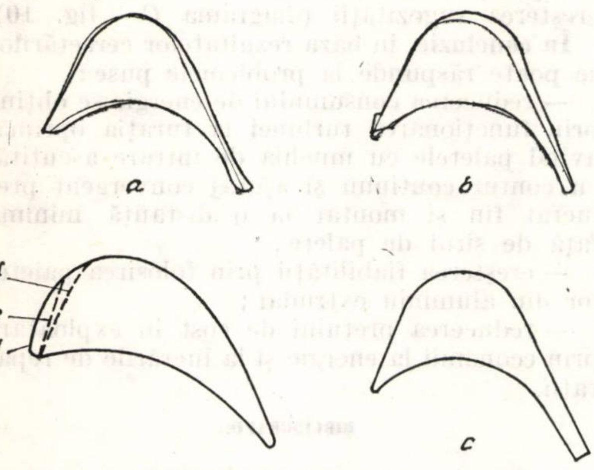


Fig. 6 Paletele încercate.

La unghiul de aşezare al ajutajului de 27° corespunzător poziţiei ajutajului în turbină şi vitezei periferice optime a rotorului de 120 m/s, forţa tangenţială măsurată este redată procentual din valoarea maximă considerată 100% (tabelul 1).

Pentru palete este semnificativ şi coeficientul ψ, care caracterizează pierderile în şirul de palete conform relaţiei :

$$C_2 = \psi \cdot C_1 \qquad (4)$$

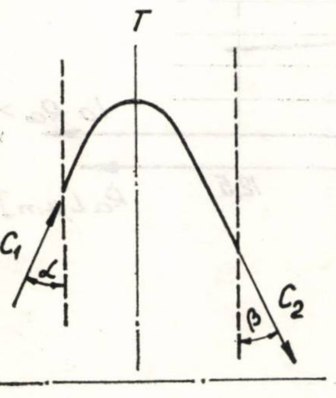


Fig. 7 Viteza la intrarea şi la ieşirea din şirul de palete.

Teorema impulsului pentru direcţia T ne dă :

$$F_T = G(C_{1T} + C_{2T}) \qquad (5)$$

unde G este debitul de aer comprimat în kg/s.

După înlocuiri rezultă :

$$\psi = \frac{\dfrac{F_T}{G \cdot C_1} - \cos\alpha}{\cos\beta} \qquad (6)$$

Valorile rezultate s-au trecut în tabelul 1.

Tabelul 1

Paleta	—	*a*	*b*	*c*	*d*	*e*	*f*
F_T	%	99	96	100	96	100	97
Ψ	—	0,68	0,63	0,73	0,63	0,70	0,65

Formele *a* şi *b* s-au obţinut din relon prin injectare, forma *c* din aluminiu prin extrudere, iar *d*, *e*, şi *f* din dentacril prin modelare. Rezultă de aici că muchia de intrare ascuţită este mai avantajoasă decît muchia de intrare rotunjită, precum şi faptul că, conturul frînt al muchiei de intrare produce pierderi.

Influenţa distanţei ajutajului faţă de şirul de palete *j* (fig. 5) s-a reprezentat pe diagrama din figura 8. Forţa tangenţială s-a dat în %, considerînd 100% valoarea măsurată la $j = 1$ mm.

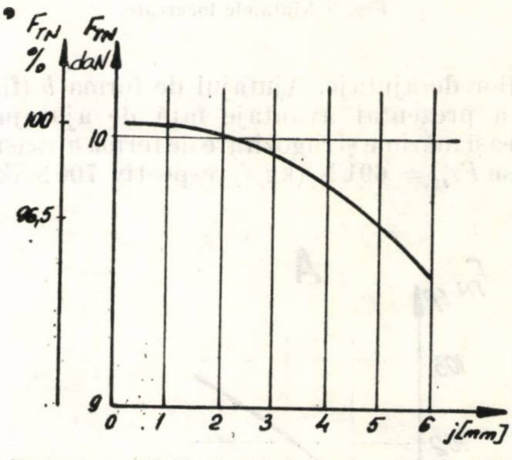


Fig 8. Forţa tangenţială specifică în funcţie de distanţa ajutajului faţă de palete.

Încercarea ajutajelor s-a făcut la standul folosit pentru încercarea paletelor de turbină (fig. 5), menţinînd acelaşi şir de palete pe stand în timpul probelor. Montînd diverse ajutaje la stand, se măsoară acţiunea jetului asupra şirului de palete prin forţa F_T precum şi debitul de aer comprimat trecut prin ajutaj.

S-au încercat ajutaje cu forme diferite, prezentate în figura 9, unde forma *a* este întrebuinţată în mod curent, iar forma *b* are rotunjiri la diametrul critic şi un trunchi de con lung spre ieşire. Efectul părţii tronconice spre ieşire la forma *a* s-a studiat prin îndepărtarea treptată a acesteia şi prin măsurătorile succesive ale ajutajului rezultat. Ajutajul cu forma *a* a fost încercat în patru mărimi. Pentru a vedea influenţa rugozităţii la un ajutaj de forma *a* s-a schimbat rugozitatea de la $R_a = 0{,}8$ μm pînă la filetarea acestui diametru. Ca măsură a eficienţei ajutajului s-a luat valoarea forţei tangenţiale, raportată la consumul de aer comprimat $F_{T_{sp}}$:

$$F_{T_{sp}} = \frac{F_T}{G}. \qquad (7)$$

Această valoare exprimată în % faţă de valoarea maximă s-a reprezentat pe ordonatele diagramelor din figura 10, ca rezultat al încercărilor de ajutaje. Ajutajul de forma *b* (fig. 9) nu a prezentat avantaje faţă de ajutajul de aceeaşi mărime şi rugozitate de forma *a*, măsurîndu-se $F_{T_{sp}} = 691$ N/(kg/s) respectiv 700N/(kg/s).

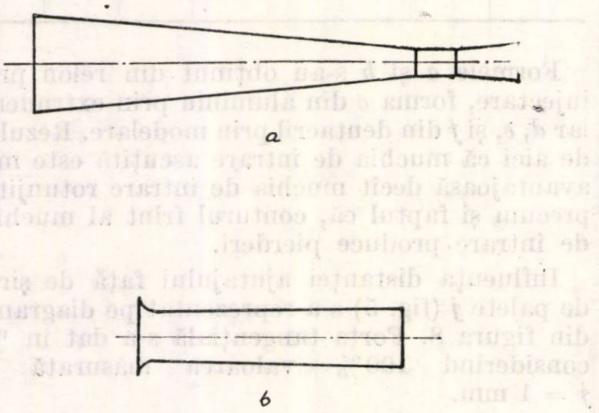


Fig. 9 Ajutajele încercate.

Influenţa părţii divergente este negativă (diagrama *A*-fig. 10) fapt care se poate explica prin neconcordanţa peretelui tronconic cu destinderea jetului de aer. Mărirea diametrului critic al ajutajului măreşte eficienţa acestuia, pierderile specifice fiind mai mici la un debit mai mare (diagrama *BB* — fig. 10). Rugozitatea pereţilor introduce pierderi care cresc cu creşterea rugozităţii (diagrama *C* — fig. 10).

În concluzie, în baza rezultatelor cercetărilor se poate răspunde la problemele puse :

— reducerea consumului de energie se obţine prin funcţionarea turbinei la turaţia optimă, avînd paletele cu muchia de intrare ascuţită, cu contur continuu şi ajutaj convergent prelucrat fin şi montat la o distanţă minimă faţă de şirul de palete ;

— creşterea fiabilităţii prin folosirea paletelor din aluminiu extrudat ;

— reducerea preţului de cost în exploatare prin economii la energie şi la lucrările de reparaţii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *** Congresul al XI-lea al Partidului Comunist Român. Bucureşti, Ed. politică, 1975, p. 47.

[2] *** România, Ministerul Minelor şi Energiei Electrice, Departamentul minelor. Raţionalizarea aerului comprimat în minerit. Bucureşti, Ed. tehnică, 1962, p. 157—165.

[3] *Traupel*, *W*. Thermische Turbomaschinen. Ed. 2-a rev., Vol. I. Berlin, Springer, 1966, pp. 107—112, 286—291.

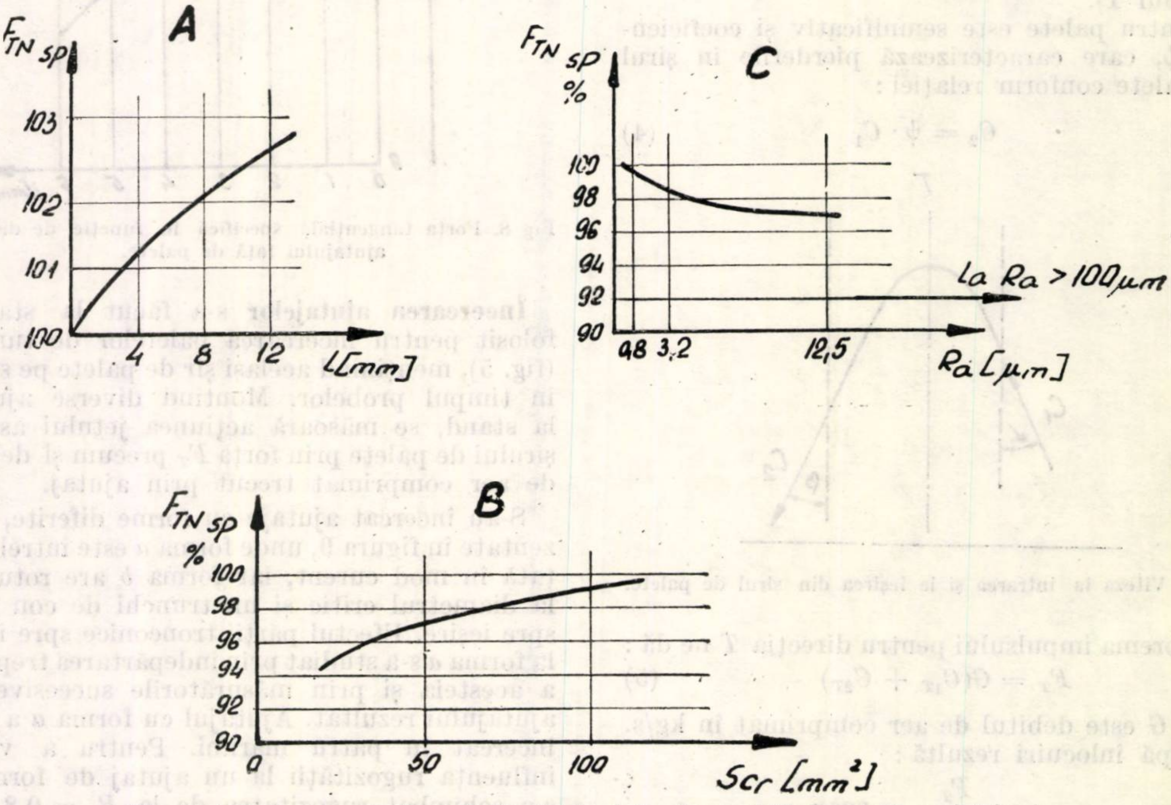


Fig. 10. A. Forţa tangenţială specifică în funcţie de lungimea părţii divergente a ajutajului.
Fig. 10 B. Forţa tangenţială specifică în funcţie de diametrul critic.
Fig. 10 C. Forţa tangenţială specifică în funcţie de rugozitatea ajutajului.

Summary

The compressed-air turbine of the axial flow fans for mines is globally tested on the stand and the results are verified by separate testing of their constituent parts — the pallets row and the nozzle. The optimal form of pallets and nozzles and the optimal operation speed are stated for the design of high performance compressed — air axial flow fans for mines.

Zusammenfassung

Die Druckluftturbine der axialen Grubenventilatore wird ausprobiert und die Ergebnisse werden durch getrennte Proben der einzelnen Teile — Schaufelreihe und Düse — nachgeprüft. Man stellt das Optimalform der Schaufel und Düsen und die optimale Betriebsgeschwindigkeit fest, die für den Entwurf der Hochleistungs — Druckluftventilatoren mit axialen Schafelbewegung für Grubenlüftung notwendig sind.

Résumé

On a effectué d'une façon globale, sur un stand d'essai, des expériences avec les turbines pneumatiques des ventilateurs axiaux miniers, et les résultats obtenus ont été vérifiés par des essais avec différentes parties de l'engin, à savoir, les palettes et l'ajutage. On a établi la forme optima de ces-derniers, ainsi que la vitesse optima de fonctionnement, caractéristiques nécessaires à l'élaboration des projets de ventilateurs axiaux miniers pneumatiques au rendement très élevé.

Резюме

Пневматическая турбина осевых шахтных вентиляторов пытается в целом на стэнде, и результаты проверяются по отдельному испытанию составных частей — ряд палитров и насадка.

Устанавливается наилучший вид палитров и насадок, и наилучшая скорость функционирования, необходимые для проектирования шахтных осевых пневматических вентиляторов с высоким производительностью.

CZ: 622.457.2 ; 533

Determinarea în tunel aerodinamic a caracteristicilor unui profil aerodinamic, dezvoltat pentru ventilatoare axiale de mină

Ing. Ioan **BERCES** ; ing. Ștefan **KÓSA** – Centrul de cercetări și proiectări pentru utilaj minier și de transport continuu – Laboratorul de cercetare – „CEPROM" – Satu-Mare

Ventilatoarele axiale de mină proiectate de CEPROM sînt ventilatoare de presiune medie (8 — 16 m bari), cu puteri cuprinse între 1,1 și 11 kW, care se folosesc pentru aerajul secundar al minelor. Rotorul acestora are palete profilate. Pentru profilare s-a utilizat profilul Gö 623, recomandat în literatura de specialitate, care însă a prezentat două dezavantaje, unul tehnologic și unul constructiv. Dezavantajul tehnologic constă în faptul că nu rezultă conturul din turnare obișnuită în nisip, din cauza muchiei de ieșire subțire (astfel, la o coardă de 100 mm grosimea muchiei de ieșire este de 0,3 mm, mult prea mică pentru a rezulta cu tehnologia amintită), iar dezavantajul constructiv în neconcordanța caracteristicilor de proiectare cu cele măsurate la prototip. Un astfel de caz este prezentat în figura 1. Raportul presiunilor la debitul nominal este:

$$\frac{\Delta_{p\,\text{măsurat}}}{\Delta_{p\,\text{calculat}}}=\frac{66}{80}=0,826$$

ceea ce compromite construcția.

Pentru eliminarea acestor neajunsuri s-a elaborat un nou profil aerodinamic cu rotunjire suficient de mare la muchia de ieșire, pentru a nu prezenta probleme la turnare. Noul profil, denumit Satu Mare 1 și notat *Sa* 1, are coordonatele în tabelul 1 și este prezentat în figura 2.

Determinarea caracteristicilor aerodinamice s-a făcut în condiții apropiate de cele de funcționare. Astfel, paletele realizate cu precizia și rugozitatea obișnuită a rotoarelor de ventilator au fost încercate în tunelul aerodinamic al CEPROM.

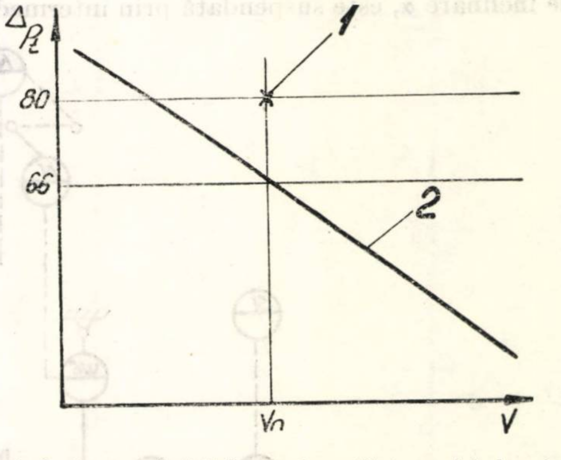


Fig. 1. Curba caracteristică a unui ventilator axial de mină.

1. Punctul de funcționare proiectat; 2. Curba de variație măsurată a presiunii totale în funcție de debit, $\Delta_{pt} = f(v)$.

Tabelul 1

X	0	1,5	2,5	5	7,5	10	15	20	30
Y_s	4,21	7,9	8,82	10,87	12,25	13,35	15,12	16	16,75
Y_i	4,21	2,25	1,75	1	0,75	0,5	0,25	0,10	0

X	40	50	60	70	80	90	95	100
Y_s	16,4	15,15	13,53	11	8,15	5,25	3,65	1,2
Y_i	0	0	0	0	0	0	0	1,2

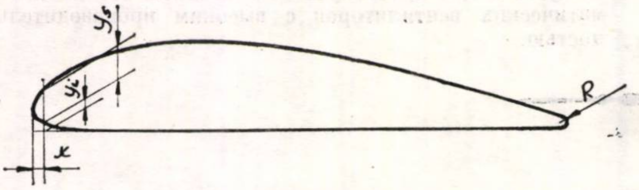


Fig. 2. Profilul *Sa* 1

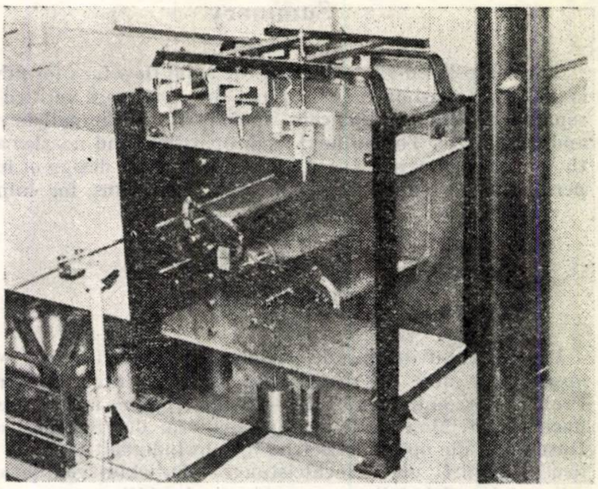


Fig. 3. Cîmpul de măsurare a tunelului aerodinamic

Caracteristicile tunelului sînt :

- **cîmpul de măsurare (fig. 3) închis neetanş, de secţiune dreptunghiulară, cu laturile de 300 şi de 450 mm, iar lungimea cîmpului de 700 mm ;**
- **viteza maximă de 54 m/s ;**
- **gradul de turbulenţă la mijlocul secţiunii de măsurare de 0,01 ;**
- **măsurarea forţelor în cinci locuri cu mărci tensometrice : modelele de 0,135 × 0,280, putînd fi montate singular şi în reţea.**

Aranjamentul general de măsurători este reprezentat în figura 4. Paleta, fixată la unghiul de înclinare α, este suspendată prin intermediul traductoarelor de forţă, avînd ca element sensibil mărci tensometrice. La viteza dorită v măsurată cu termoanemometrul şi stabilită prin reglarea turaţiei ventilatorului din tunel se determină forţele f_1, f_2 şi f_3 (fig. 5). Forţa portantă şi forţa de rezistenţă a profilului se calculează din acestea, în baza metodelor de reducere a forţelor cu formulele :

– pentru forţa portantă :

$$F_z = f_2 + f_3 \cdot \cos \varepsilon - 2G \sin^2 \frac{\varepsilon}{2}$$

– pentru forţa de rezistenţă :

$$F_x = f_1 - f_2 \sin \varepsilon - G \sin \varepsilon$$

unde G este greutatea de pretensionare, iar ε unghiul format de f_3 cu verticala :

$$\varepsilon = \text{arc sin} \frac{c(1 - \cos \alpha)}{m}$$

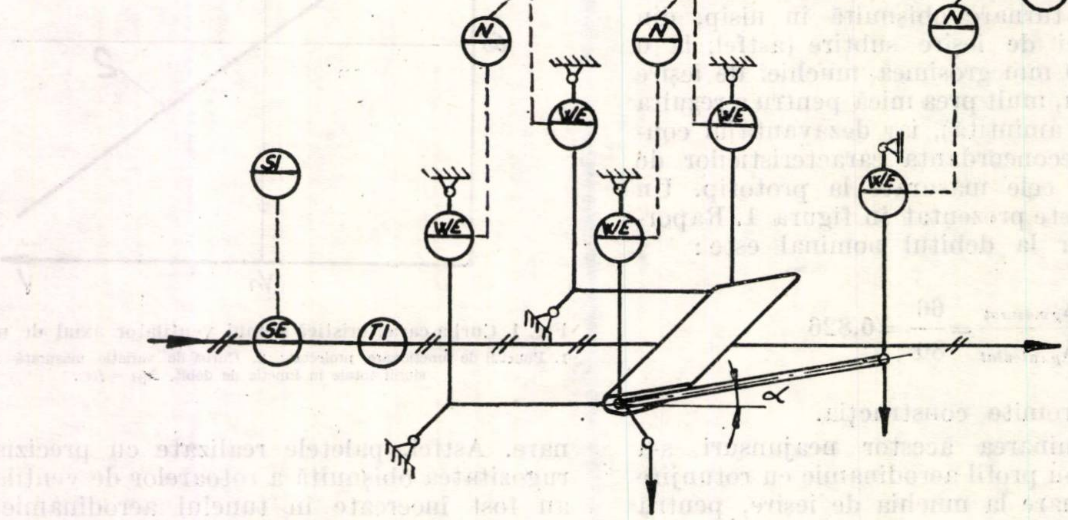


Fig. 4. Aranjamentul general de măsurători.

Densitatea aerului din tunel ρ s-a calculat conform STAS 7466–74, în baza măsurătorilor presiunii atmosferice, a temperaturii și a umidității aerului recirculat în tunel, iar din

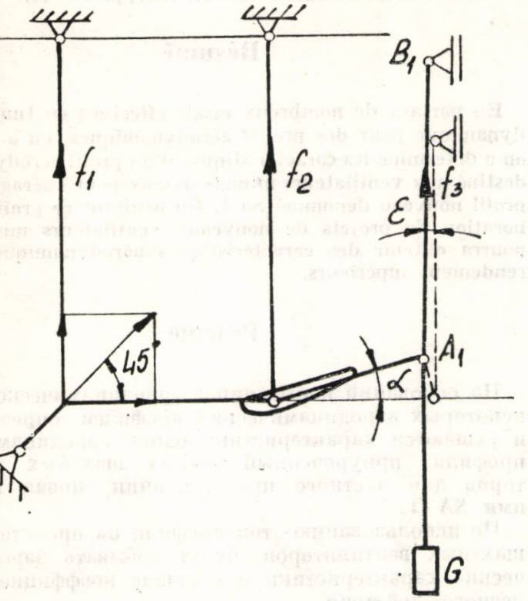


Fig. 5. Repartiția forțelor măsurate

rezultatele acestora se calculează coeficientul de portanță și de rezistență al profilului:

$$C_z = \frac{F_z}{\frac{3}{2} \cdot v^2 \cdot A},$$

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{3}{2} \cdot v^2 \cdot A},$$

A fiind aria suprafeței de referință, egală cu produsul dintre coarda și anvergura paletei.

În figura 6 s-au trasat curbele $C_z = f(\alpha)$ și $C_x = f(\alpha)$ iar în figura 7 s-a reprezentat polara profilului $C_z = f(C_x)$ rezultate la $R_e = 4{,}8 \cdot 10^5$.

Pentru verificare s-au trecut în figura 6 punctele (C_z, α) calculate pentru debitul optim la secțiuni diferite prin paletă, după încercarea ventilatoarelor construite cu profil *Sa* 1.

Calculele decurg în baza relațiilor de proiectare a ventilatorului, din teoria portanței.

$$C_z = \frac{\Delta_p \cdot 4 \cdot \pi}{\eta_h \cdot \omega \cdot \rho \cdot z \cdot c\, w_\infty} \quad \text{și}$$

$$\alpha = \beta - \beta_\infty$$

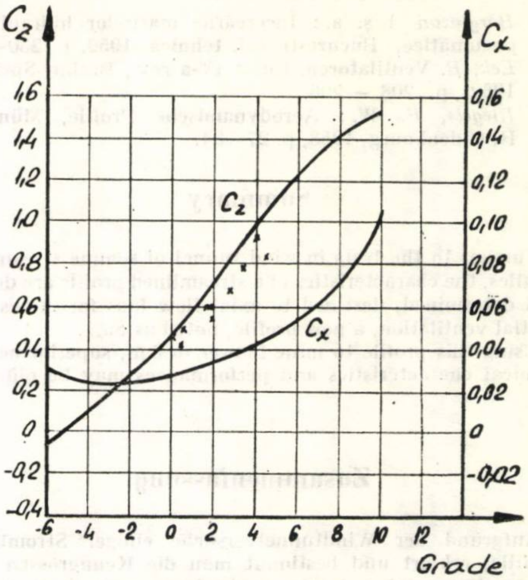


Fig. 6. Curbele $C_z = f(\alpha)$ și $C_x = f(\alpha)$ pentru profilul *Sa* 1

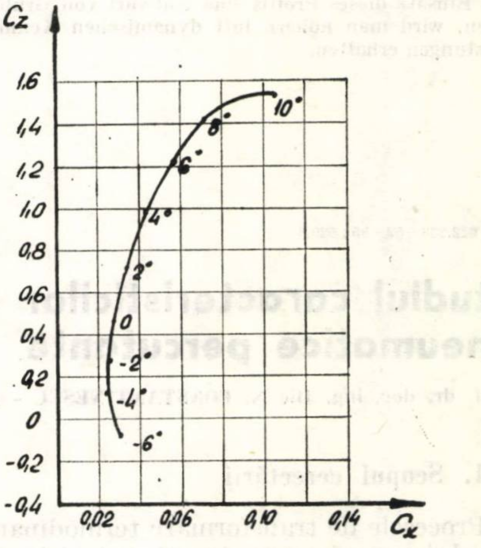


Fig. 7. Curba polară a profilului *Sa* 1.

unde:

Δ_p este presiunea totală a ventilatorului;
η_h – randamentul hidraulic;
ω – viteza unghiulară a rotorului;
ρ – densitatea aerului;
Z – numărul paletelor rotorului;
C – coarda profilului;
W_∞ – viteza aerului la infinit;
β – înclinația paletei;
β_∞ – înclinația curentului de aer la infinit.

Mărimile rezultate din măsurători, w_∞ și β_∞, se calculează din triunghiul vitezelor la intrare. Punctele astfel reprezentate se găsesc în limitele numărului Reynolds $Re = 4{,}2 - 6{,}9 \cdot 10^5$ și $t/c = 0{,}8 - 1{,}5$, t fiind diviziunea paletelor pe circumferința secțiunii considerate.

De pe figura 6 se observă cum curba $C_z = f(\alpha)$ ridicată în tunelul descris la paleta singulară apare ca o înfășurătoare superioară a punctelor obținute prin recalcularea caracteristicilor profilului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bărglăzan A* ş. a.: Încercările maşinilor hidraulice şi pneumatice, Bucureşti, Ed. tehnică, 1959, p. 230–242.

[2] *Eck, B.* Ventilatoren. Ed. a IV-a rev., Berlin, Springer, 1962, p. 208 – 296.

[3] *Riegels, F. W.*: Aerodynamische Profile, München, R. Oldenbourg, 1958, p. 27–34.

[4] *Nenerburg, W*: Einfache drei Komponenten – Messeinnichtung für Windkanalversuche (Instalaţie simplă de măsurare a trei componente pentru cercetarea în tunel aerodinamic). În: „Messtechnische Briefe" (Scrisori de tehnica măsurării), nr. 3, Darmstadt, Edit. Hottinger Baldwin Messtechnik GMBH, 1967, p. 40–41.

Summary

Further to the tests in wind tunnel of somme streamlined profiles, the characteristics of a streamlined profile are defined and determined, destined to axial flow fans for mines with partial ventilation, a new profile, noted as Sa 1.

Using this profile to mine blower design, superior aerodynamical characteristics and performances may be obtained.

Zusammenfassung

Aufgrund der Windtunnelversuche einiger Stromlinienprofille, erklärt und bestimmt man die Kenngrössen eines neuen für axialen Grubenventilatoren mit Teilbelüftung bestimmten Stromlinienprofils, bezeichnet als Sa 1. Durch den Einsatz dieses Profils zum Entwurf von Grubenventilatoren, wird man höhern luft dynamischen Kennlinien und Leistungen erhalten.

Résumé

En partant de nombreux essais effectués en tunnel aérodynamique pour des profils aérodynamiques, on a défini et on a déterminé les caractéristiques d'un profil aérodynamique destiné aux ventilateurs miniers axiaux pour l'aérage partiel, profil nouveau denommé Sa 1. En utilisant ce profil à l'élaboration de projets de nouveaux ventilateurs miniers, on pourra obtenir des caractéristiques aérodynamiques et un rendement supérieurs.

Резюме

На оснований испытаний в аэродинамической трубе некоторых аэродинамических профилей, определяются и решаются характеристики одной аэродинамической профили, приуроченный осевых шахтных вентиляторов для частного проветривания, новая профиль имя SA 1.

По использованию этои профили на проектирование шахтных вентиляторов, будут добывать аэродинамические характеристики и большие коэффициенты полезного действия.

CZ: 622.233–52–85; 620.9

Studiul caracteristicilor energetice ale perforatoarelor pneumatice percutante

Prof. dr. doc. ing. Ilie N. **CONSTANTINESCU** – şef lucrări dr. ing. Robert **CZIBULA** – Institutul de mine – Petroşani.

1. Scopul cercetării

Procesele de transformare termodinamică ale aerului comprimat în timpul evoluţiei în motorul pneumatic au un caracter atît de complex, încît nu pot fi exprimate calitativ şi cantitativ decît apelînd la o serie de simplificări şi supoziţii, care într-o anumită măsură pot altera rezultatul adevărat. Atît pentru cercetarea funcţionării motoarelor pneumatice cît şi pentru diferitele încercări pe care le implică construcţia unui nou tip de motor, cunoaşterea variaţiei parametrilor mecanici şi energetici ai motorului şi ai agentului este deosebit de importantă. Diagrama presiune-cursă sau presiune-volum este cunoscută sub numele de **diagrama indicată a motorului** şi poate da informaţii deosebit de utile privind procesele din maşină. Este suficient să se amintească doar că suprafeţele diagramei $p - V$ reprezintă lucrul mecanic. Prin variaţia conştientă şi sistematică a unui parametru se poate obţine din diagramă influenţa parametrului respectiv asupra lucrului mecanic sau a puterii maşinii. Proiectarea maşinii începe prin stabilirea ciclului de funcţionare necesar obţinerii unor anumite performanţe. Ciclul stabilit teoretic are la bază experienţa anterioară privind procesele din motor, însă nu pot fi luate în considerare decît un număr limitat de factori. Din această cauză va exista întotdeauna o diferenţă între ciclul teoretic şi cel real. Deoarece la ciclul teoretic utilizat la proiectare se calculează parametrii doar în anumite puncte, reprezentînd stări particulare ale gazului, diagrama astfel obţinută are un aspect **colţuros**, prezentînd discontinuităţi în variaţia parametrilor în timpul funcţionării. Or, experienţa arată că niciodată parametrii nu trec de la o viteză de variaţie la alta brusc, fără situaţii intermediare, din această cauză, diagrama reală va avea un aspect **rotunjit**, cu racordări între curbele ce o compun, salturile şi discontinuităţile evidenţiind numai fenomene particulare, care se interpretează ca atare. Pentru cercetarea transformărilor din maşinile cu piston se utilizează indicatoarele de ciclu, care permit în stadiul actual obţinerea parţială sau totală a diagramei indicate în una din cele două forme cunoscute : în funcţie de spaţiul parcurs de piston şi în funcţie de timp. În principiu, în compunerea unui indicator intră un traductor care transformă variaţia de presiune din cilindru într-o mărime măsurabilă, un înregistrator al variaţiilor de presiune, un sistem de legătură între cele două organe şi un dispozitiv care realizează abscisele proporţionale cu timpul sau cu deplasarea pistonului. Ambele diagrame, atît în funcţie de timp cît şi în funcţie de spaţiul parcurs de piston, au aceeaşi importanţă în studiul maşinilor, din fiecare putîndu-se extrage un anumit grup de parametri caracterizînd procesul motor. După tipul pistonului de transmitere al impulsurilor de la traductor la înregistrator se deosebesc : indicatoare mecanice, optice şi electrice. Cele mai avantajoase s-au dovedit a fi cele electrice, care s-au impus cu autoritate în tehnica cercetării moderne, deoarece se pretează foarte bine la încercarea motoarelor rapide, sînt precise şi sigure în funcţionare. În încercările care fac obiectul acestei lucrări s-a utilizat traductorul piezoelectric de presiune, care are avantajul unui gabarit mic, inerţie minimă şi precizie mare într-un larg cîmp de intensităţi ale semnalului de intrare

2. Descrierea instalaţiei experimentale

Pentru încercarea perforatoarelor pneumatice percutante şi obţinerea diagramei indicate s-a construit un stand (fig. 1), compus dintr-o sanie *S* pe care glisează o placă de fixare a perforatorului. Placa este pusă în mişcare de un sistem cu lanţ, avînd ca mijloc de acţionare un cilindru pneumatic (prin aceasta se reproduce apăsarea maşinii şi sfredelului pe fundul găurii). Alimentînd cilindrul de apăsare cu aer comprimat la diferite presiuni, se obţin forţe de apăsare variabile ale sfredelului pe roca de perforat.

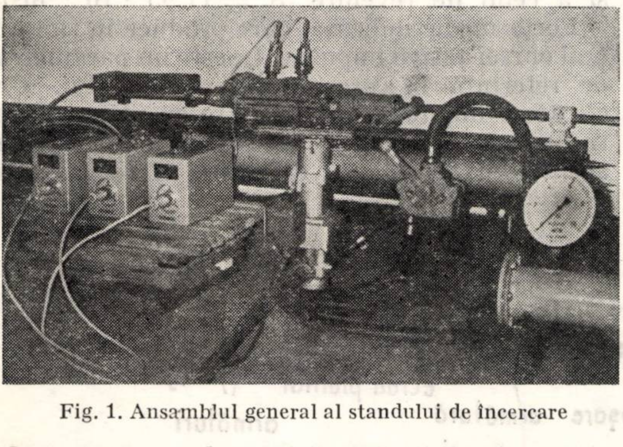


Fig. 1. Ansamblul general al standului de încercare

O prezentare schematică a părţii de alimentare cu aer comprimat a standului este prezentată în figura 2. Intrarea de la compresor alimentează un reductor de presiune de construcţie originală, şi se realizează astfel prin reglaj continuu toată gama de presiuni de la 0,2 bari suprapresiune pînă la valoarea nominală. Reductorul de presiune are două căi : una pentru cilindrul de avans, iar alta pentru perforatorul *P*. Pentru inversarea de sens la cilindrul pneumatic de avans s-a prevăzut un distribuitor *D* cu patru orificii şi trei poziţii de lucru. Pornirea şi oprirea perforatorului se realizează prin ventilul electromagnetic *VE* comod, fără a mai fi necesară manevrarea robinetului de admisie care astfel se menţine pe poziţia **deschis.**

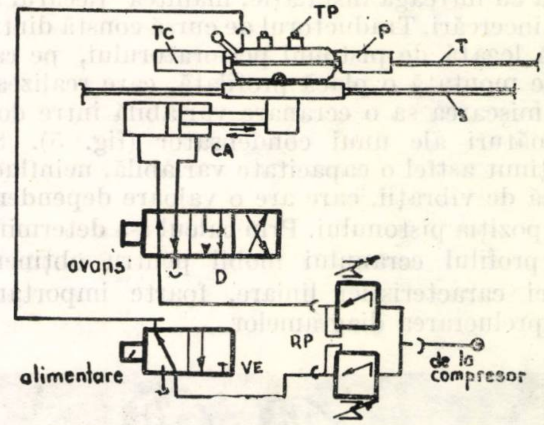


Fig. 2. Schema alimentării standului cu aer comprimat

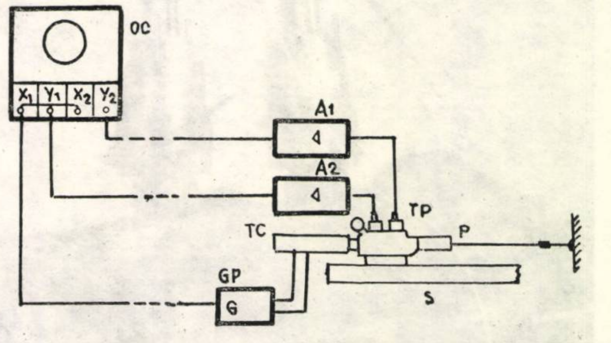


Fig. 3. Schema — bloc a părţii electronice de măsură

Pentru a se realiza măsurarea simultană a presiunii atît în cilindrul activ cît şi în cel de revenire, s-au practicat două orificii filetate la care se montează traductoarele piezoelectrice *TP*, avînd în vedere ca prin această adaptare să nu se modifice sensibil volumul cilindrilor ; în acelaşi timp însă orificiile de legătură trebuie să aibă dimensiuni suficiente, pentru ca să excludă pierderile de presiune sau laminările. Măsurarea cursei s-a făcut cu un traductor capacitiv de construcţie originală, înşurubat în partea dinspre mîner a perforatorului. Tija sfredelului este ghidată în partea din faţă a saniei cu o bucşă, iar tăişul se fixează într-un bloc amortizor de şocuri. Lîngă standul de încercare sînt fixate amplificatoarele de măsură A_1 şi A_2, de care se leagă traductoarele piezoelectrice printr-un cablu special (fig. 3). Tot aici se găseşte ansamblul punte electrometrică — generatorul de frecvenţă purtătoare *Gp*.

Cele două amplificatoare A_1 şi A_2 precum şi puntea *Gp* sînt legate prin cabluri suficient de lungi de oscilograful catodic *OC*. Acesta fiind un element deosebit de sensibil, se află plasat într-o încăpere alăturată. Încercările se fac de doi operatori: unul la stand, iar altul la înregistratorul foto al oscilografului. Traductoarele piezoelectrice utilizate au fost de tipul PDH 5/18–2 şi PDZ 100/14 fabricaţie RFT (VEB Messgeräte Zwönitz) (fig. 4); au fost etalonate în laborator şi verificate împreună cu întreaga instalaţie, înaintea fiecărui set de încercări. Traductorul de cursă constă dintr-o tijă legată de pistonul perforatorului, pe care este montată o placă profilată, care realizează în mişcarea sa o ecranare variabilă între două armături ale unui condensator (fig. 5). S-a obţinut astfel o capacitate variabilă, neinfluenţată de vibraţii, care are o valoare dependentă de poziţia pistonului. Prin calcul s-a determinat şi profilul ecranului mobil pentru obţinerea unei caracteristici liniare, foarte importantă în prelucrarea diagramelor.

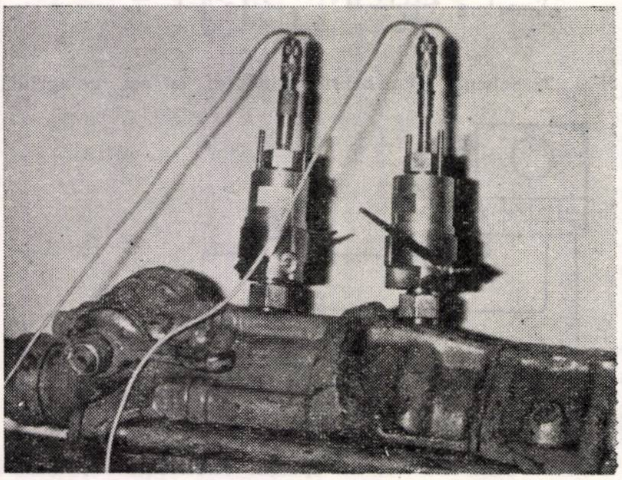
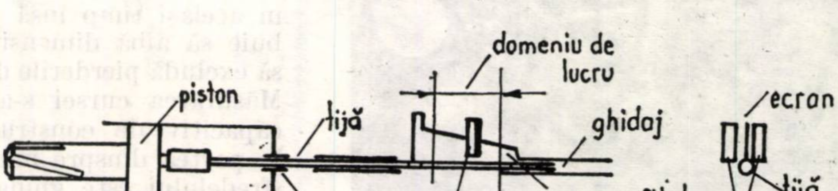


Fig. 4. Montarea traductoarelor piezoelectrice pe perforatorul P 90

Ansamblul electronic realizat permite înregistrarea simultană a diagramelor din cilindrul activ şi din cel de revenire. Oscilograful ZS–4 permite de asemenea obţinerea unor deplasări ale spotului proporţionale cu timpul, marcarea spotului la anumite intervale de timp (3 ms), precum şi pornirea spotului cu comandă electrică exterioară (legată de contactul de fulger electronic al aparatului de fotografiat).

Fig. 5. Principiul de funcţionare al traductorului capacitiv de cursă



3. Prelucrarea diagramelor obţinute experimental

Înregistrarea fotografică a diagramelor de pe ecranul oscilografului a permis prelucrarea ulterioară a acestora. În acest scop imaginea de pe clişeul de 35 mm a fost mărită la o dimensiune convenabilă şi copiată. Trebuie remarcat că înregistrările diagramelor $p = f(t)$ şi $p = f(s)$ s-au făcut alternativ, una după alta, pentru ca să asigure cît mai mult aceleaşi condiţii de lucru.

a) *Diagrama presiune funcţie de timp* $p = f(t)$ (fig. 6).

Prin planimetrarea suprafeţei delimitate de axa absciselor şi curba $p = f(t)$ se obţine mărimea:

$$I_a = \int_0^{t_a} F_a \, d_t \qquad (1)$$

care reprezintă impulsul total aplicat pistonului de către rezultanta forţelor de presiune. În relaţia (1) s-a notat:

t_a – timpul cursei active (de lovire) a pistonului;
F_a – forţa ce acţionează asupra pistonului în cilindrul activ (spre mîner).

Avînd în vedere liniaritatea în reprezentare, factorii de scară fiind:

– pentru baleiajul orizontal: 0,01 s/cm;
pentru cel vertical $1{,}5 \cdot 10^5$ N/m^2 pe 1 cm

şi faptul că la prelucrarea diagramei aceasta a fost mărită la o dimensiune de patru ori mai mare decît cea de pe ecranul oscilografului, se poate determina scara suprafeţelor rezultînd:

– pentru cilindrul activ: 1 cm^2 = 0,249 Ns
– pentru cilindrul de revenire: 1 cm^2 = 0,168 N.s

(secţiunile cilindrului activ $S_a = 26{,}5 \cdot 10^{-4}$ m^2 şi a celui de revenire $S_r = 17{,}95 \cdot 10^{-4}$ m^2).

Forţa medie indicată, care produce în timpul t_a al cursei active impulsul I_a, este un parametru de referinţă în aprecierea perforatorului. Cu cît acest impuls este mai mare cu atît energia transmisă sfredelului este mai mare şi cu aceasta şi efectul de dislocare al rocii va fi mai accentuat. Forţa medie activă se determină cu relaţia:

$$F_m = \frac{\int_0^{t_a} F_a \, d_t}{t_a} \qquad (2)$$

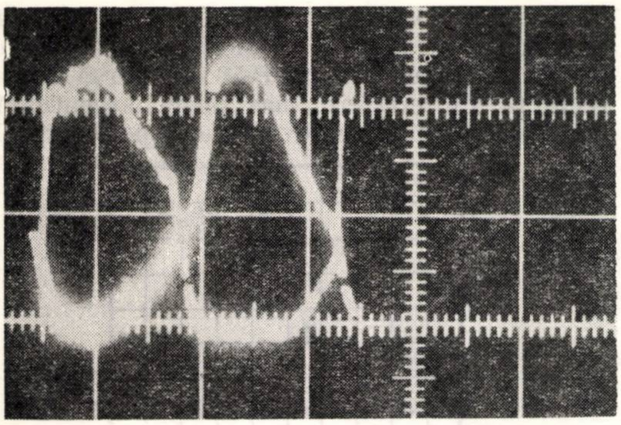


Fig. 6. Diagrama $p = f(t)$ pentru perforatorul P 58, presiunea $p_1 = 3{,}8$ bari

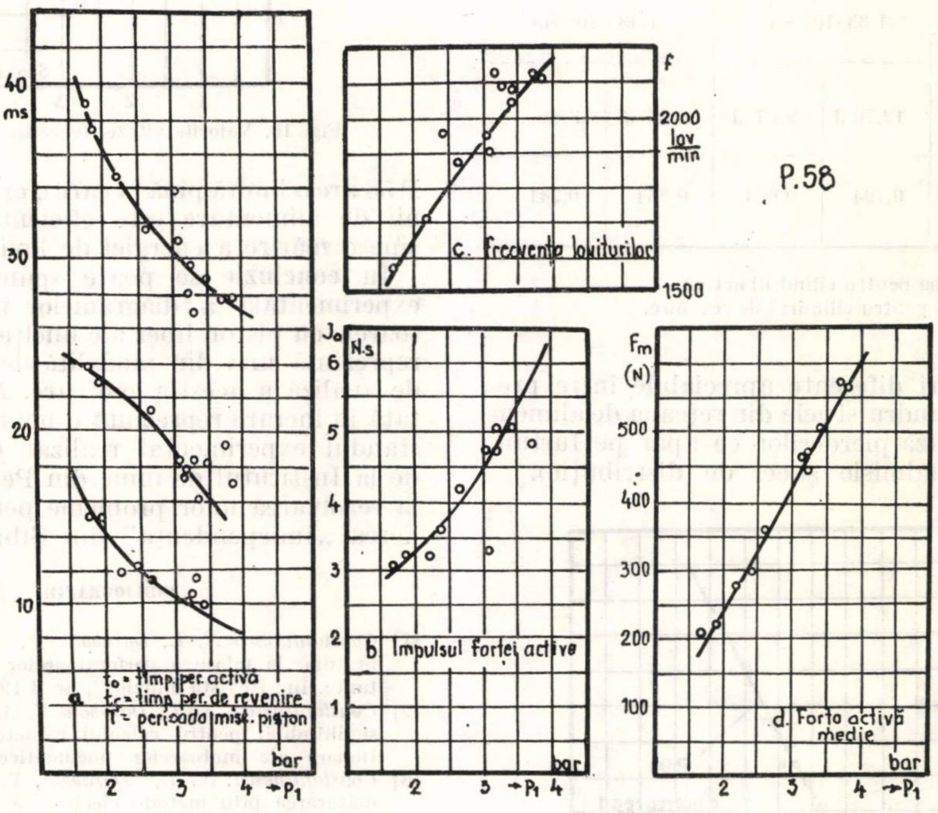


Fig. 7.

În figura 7 s-au trasat în funcţie de presiunea de alimentare a perforatorului următoarele :

- timpul fazei active t_a şi a celei de revenire t_r ale mişcării pistonului precum şi perioada mişcării T ;
- impulsul forţei active I_a ;
- frecvenţa mişcării pistonului ;
- forţa medie activă F_m.

Se remarcă faptul că variaţia acestei forţe medii active în funcţie de presiune are un caracter oarecum liniar, ceea ce duce la concluzia că procesele din cilindrul perforatorului nu suferă schimbări esenţiale la variaţia presiunii, respectiv funcţia $P_a = f(t)$ îşi păstrează forma de variaţie, independent de presiunea de alimentare p_1.

b) *Diagrama presiune-cursă* $p = f(s)$ (fig. 8).

Din această diagramă s-au determinat prin planimetrare :

- lucrul mecanic de lovire ;
- viteza teoretică a pistonului în momentul ciocnirii.

Pentru o mai bună precizie, şi această diagramă a fost mărită la scara 4 : 1, determinînd apoi coeficienţii de scară respectivi (tabelul 1).

Rezultatele determinărilor sînt prezentate în figurile 9 şi 10. Se observă că lucrul mecanic de lovire are o creştere oarecum liniară cu presiunea de alimentare pentru perforatorul P 90 şi după o curbă pentru P 58. Încercările corespund valorilor presiunilor efective la intrarea în cilindru, citite de pe oscilogramele respective, deoarece în cursul experimentărilor s-au re-

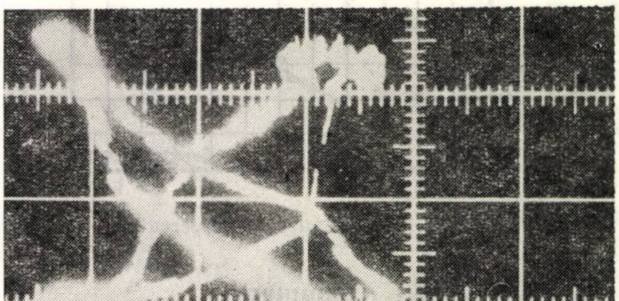


Fig. 8. Oscilograma $p = f(s)$ pentru un perforator P 58, $p_1 = 3{,}8$ bari

Tabelul 1

Calculul coeficienţilor de scară pentru determinarea energiei de ciocnire din diagramele experimentale

Specificaţia	Perforatorul			
	P 90		P 58	
	A	R	A	R
1. Dimensiunea caroiajului	4 × 4 cm = 16 cm ²			
2. Suprafaţa feţei pistonului (m ²)	$63,6 \cdot 10^{-4}$	$48,4 \cdot 10^{-4}$	$26,5 \cdot 10^{-4}$	$17,95 \cdot 10^{-4}$
3. La 4 cm corespunde pe ordonată	$1,5 \cdot 10^5$ N/m ²			
4. La 4 cm corespunde pe abscisă	$1,33 \cdot 10^{-2}$m		$1,43 \cdot 10^{-2}$m	
5. Energia care corespunde la 16 cm ²	12,70 J	9,67 J	5,67 J	3,86 J
6. Coeficient de scară J/cm ²	0,794	0,604	0,354	0,241

A este diagrama pentru cilindrul activ;
R — diagrama pentru cilindrul de revenire.

marcat uneori diferenţe apreciabile între presiunile din cilindru şi cele din reţeaua de alimentare (din cauza pierderilor ce apar pe furtun, organul de admisie şi cel de distribuţie).

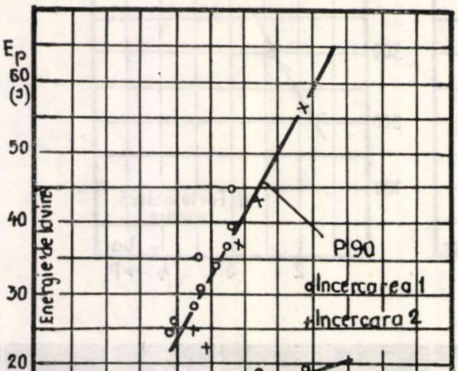


Fig. 9. Valorile energiei de percuţie

Summary

Nowadays the study of the performances of pneumatic tools is done on test stands, which determine the overall parameters (percussive energy, rotation moment, air consumption) without being able to analyse minutely the phenomena in the cylinder. In the paper is described a stand made for determi-

Viteza de ciocnire (fig. 10) creşte cu presiunea de alimentare la ambele perforatoare luate în studiu. La perforatorul P 58 se observă însă o tendinţă de creştere mai puţin accentuată faţă de P 90, ceea ce dovedeşte că perforatorul P 58 are o limită pînă la care o creştere a presiunii de alimentare este eficientă, aducînd cu sine o mărire a energiei de lovire.

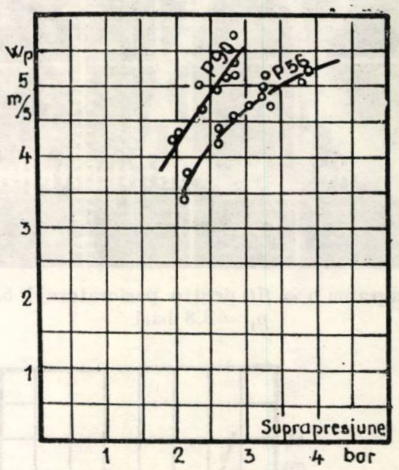


Fig. 10. Valorile vitezei teoretice de ciocnire

În **concluzie** se poate spune că ridicarea experimentală a diagramelor indicate la motoarele cu piston liber ale uneltelor pneumatice reprezintă una din modalităţile indispensabile de analiză a acestor motoare. Metoda prezentată în lucrare reprezintă o noutate în materie, standul experimental realizat de un colectiv de la Institutul de mine din Petroşani servind la rezolvarea unor probleme pentru Întreprinderea „Independenţa'' din Sibiu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Constantinescu N. I., Darabont, V. Al*: Combaterea vibraţiilor la folosirea perforatoarelor pneumatice percutante. În: Revista minelor'', nr. 4/1967.

[2] *Constantinescu, N. I., Darabont V. Al*: Aplicarea teoriei similitudinii pentru calculul caracteristicilor de funcţionare ale motoarelor pneumatice cu piston liber.

[3] *Constantinescu, N. I., Darabont, V. A.*: Stand pentru măsurarea prin metode electrice a caracteristicilor de funcţionare ale ciocanelor pneumatice. În: Metrologia aplicată'', nr. 1/1967.

[4] *Darabont, V. Al., Dulce, Z*: Măsurarea prin metode electrice a caracteristicilor ciocanelor pneumatice fabricate în ţara. În: „Revista minelor'', nr. 6/1965.

[5] *Czibula, R., Florea, Al.*: Contribuţii la cercetarea experimentală a uneltelor de perforare percutantă indigene — — Sesiunea ştiinţifică jubiliară a Institutului de mine din Petroşani, 1973;

[6] *Czibula, R*: Contribuţii la studiul transformărilor energetice la maşinile pneumatice cu piston din industria minieră — teză de doctorat — Petroşani, 1975.

Résumé

L'étude des performances des outils pneumatiques consiste actuellement dans des essais sur des stands spéciaux, et l'on détermine les paramètres globaux (énergie de percussion, moment de rotation, consommation d'air), mais sans pouvoir analyser en détail les phénomènes. Dans cet ouvrage on décrit

ning the indicated diagram of the free piston engine of the tool and are also presented some experimental results obtained by means of this stand.

Zusammenfassung

Das Überprüfung von Luftdruckwerkzeugleistungen wird z. Z. an Prüfständen vergenommen, die die Gesamtparameter feststellen (Antriebsenergie, Drehmoment, Luftverbrauch), ohne die Erscheinungen im Zylinder eingehend analysieren können. In der Arbeit wird ein Prüfstand beschrieben, der für die Festlegung des bezeichneten Diagramms des Flugkolbenmotors von dem Werkzeug erzielt wurde. Man gibt einige Versuchergebnisse an, die mit diesem Prüfstand erhalten wurden.

un stand réalisé pour la détermination du diagramme du moteur à piston libre de l'outil et l'on présente quelques résultats expérimentaux obtenus lors de ces expériences.

Резюме

Изучение достижении пневматических инструментов исполняется в настоящее время на стэндах испытаний, которые определяют валовые параметры (ударная энергия, момент вращения, расход воздуха) без возможности детального анализа феноменов из цилиндра.

В произведение описывается одной стэнд, предназначенный для определения обозначенной диаграммы двигатели с свободным поршенью инструмента, данны несколько экспериментальных результатов достигнуты с помощью этого стэнда.

CZ: 622.233.52–85; 531.8

Contribuţii la determinarea legii de mişcare a pistonului liber la un perforator pneumatic percutant

Prof. dr. doc. ing. N. Ilie **CONSTANTINESCU**; şef. lucrări dr. ing. Robert **CZIBULA** – Institutul de mine – Petroşani

Partea I

1. Generalităţi

Maşinile pneumatice cu piston liber au o largă răspîndire în practica minieră, fiind utilizate pentru perforarea sau dislocarea rocii din masiv. Există actualmente pe plan mondial o mare varietate de unelte pneumatice, fabricate de firme specializate, avînd la bază o mulţime de principii constructive şi funcţionale. Toate uneltele au însă asemănătoare modul în care se obţine efectul util de rupere din masiv: pistonul lovind scula, transmite prin aceasta spre rocă energia de dislocare. În cazul uneltelor de perforare pistonul asigură în mişcarea sa prin intermediul unui dispozitiv şi rotirea sculei. Parametrii cinematici ce intervin la mişcarea pistonului în interiorul cilindrului maşinii, prin variaţia lor convenabilă determină efectul util, respectiv lucrul mecanic de percuţie şi momentul de rotaţie. Puterea maşinii depinde şi de frecvenţa loviturilor, deci de perioada de mişcare alternativă a pistonului, de unde reiese că studiul mişcării pistonului este absolut necesar atît din punct de vedere al cercetării caracteristicilor maşinii cît şi din necesitatea perfecţionării permanente a performanţelor acesteia. O analiză simplistă a fenomenelor din cilindru, prin neglijarea unei game largi de particularităţi constructive (care deosebesc o maşină de alta) nu mai poate satisface astăzi pe nimeni. Experienţa dovedeşte că în realitate multe ipoteze simplificatoare sînt exagerate şi conduc în practica cercetării la rezultate care nu pot fi acceptate. Multitudinea de transformări ce au loc în cilindru în timpul ciclului şi care concură la realizarea efectului energetic final se intercondiţionează reciproc şi fac ca analiza proceselor termodinamice din motor să fie cu atît mai dificilă cu cît legile care le guvernează se exprimă mai complicat din punct de vedere matematic.

În această lucrare s-a căutat să se ia în raţionament toţi factorii care intervin în funcţionare — cu pondere mai mare sau mai mică — — în scopul realizării unui model de studiu analitic, aplicabil apoi în practica de proiectare.

2. Expunerea problemei

De la început trebuie precizat că analiza care se face are un scop bine definit: stabilirea unei baze teoretice care să ilustreze în limbaj matematic şi grafic funcţionarea părţii motoare a unui perforator pneumatic percutant. Rezultatele ar rămîne abstracte dacă nu s-ar raporta la un anumit tip de maşină. De altfel însăşi ideea care stă la baza schemei teoretice consideră maşina deja executată, cu caracteristici bine definite şi pentru care analiza nu constituie doar un scop în sine ci are utilitate practică imediată, tradusă în final prin îmbunătăţiri ale performanţelor. Se porneşte de la următorul raţionament: ciclul de lucru al unei maşini în care evoluează un gaz este format din mai multe faze, caracterizate prin anumite transformări suferite de agentul motor. Chiar în cazul aceleiaşi faze, pot exista perioade în care condiţiile de desfăşurare ale transformărilor energetice să nu fie aceleaşi, ceea ce denotă că parametrii cinematici şi dinamici ai mişcării pistonului şi cei termodinamici ai agentului motor nu au o variaţie continuă, fapt care îngreuiază considerabil efectuarea unui raţionament global, respectiv stabilirea unei ecuaţii diferenţiale unice pe întregul ciclu sau chiar pe o anumită fază distinctă. Se va studia deci ciclul de lucru în mai multe etape caracterizate prin faptul că transformările termodinamice ale agentului motor pe o faţă şi de pe alta a pistonului respectă aceeaşi lege pe toată durata etapei. Pentru exemplificarea raţionamentului teoretic s-a ales perforatorul pneumatic percutant P 90 produs de Întreprinderea „Independenţa" din Sibiu.

Pistonul efectuează o mişcare alternativă între două poziţii extreme, cursa fiind de 52 mm. Mişcarea acestuia în scopul lovirii sculei este denumită **cursă activă**, iar mişcarea de reducere în poziţie iniţială (cînd pistonul roteşte scula prin intermediul unui dispozitiv) **cursă de revenire**. Cilindrul maşinii este împărţit în două de către piston. Partea de cilindru în care agentul motor evoluează pentru realizarea cursei active se numeşte **cilindrul activ**, iar cealaltă parte, care serveşte la readucerea pistonului şi la rotirea uneltei **cilindrul de revenire**. Secţiunea cilindrului de revenire este mai mică decît a cilindrului activ datorită formei speciale a pistonului.

În această lucrare se va studia mişcarea pistonului în scopul lovirii sculei, deci cursa activă a acestuia. În acest scop se împarte cursa activă în patru etape (fig. 1), în funcţie de caracteristicile geometrice ale motorului (distribuţie, poziţia ferestrei de evacuare, dimensiunile pistonului etc). În felul acesta se obţin patru procese, fiecare avînd o anumită particularitate, dar putînd fi studiate oarecum independent una de cealaltă. Este însă necesară o analiză în conformitate cu ordinea de succesiune a etapelor, deoarece anumite mărimi ce intervin în rezolvarea ecuaţiilor aferente fiecărei etape se determină din condiţiile iniţiale, care evident fac legătura cu etapa precedentă.

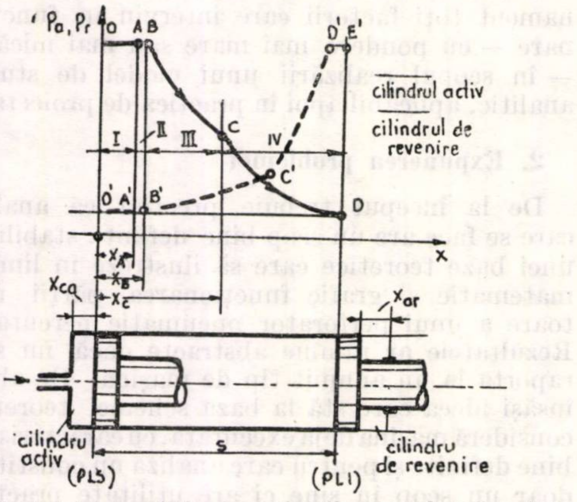


Fig. 1. Modul de împărţire a cursei active în cele patru etape şi caracteristicile geometrice care intervin în raţionamente.

În figura 1 sînt prezentate procesele care au loc în cei doi cilindri :

1) activ :

$O-B$ — admisa ;

BC — destinderea aerului ;

CD — evacuarea în atmosferă prin ferestre ;

2) *de revenire* :

$O'A'$ — cilindrul este în legătură cu atmosfera, prin canalele de evacuare ;

$A'C'$ — comprimarea tamponului de aer ;

$C'D'E'$ — admisia în cilindrul de revenire.

3. Studiul analitic al etapelor ciclului motor

3.1. *Etapa I a ciclului motor*

În această etapă cilindrul activ este pus în legătură cu racordul R de aer comprimat prin organul de distribuţie OD (reprezentat schematic în figura 2), iar cilindrul de revenire este în legătură cu presiunea atmosferică B prin canalele de evacuare. Mişcarea pistonului (liber) începe din poziţia limită superioară (PLS). Datorită diferenţei de presiune ce există între feţele pistonului, pe aceasta acţionează o forţă rezultantă care-i imprimă o mişcare accelerată spre dreapta. În acelaşi timp, pe conducta de admisie va curge aer prin organul de distribuţie în cilindru. Datorită mişcării variate a pistonului, care are viteza $w_p(t)$, debitul masic admis în cilindru m(t) /kg/s/ va fi variabil în timp. Pe de altă parte, din cauza rezistenţelor hidraulice pe care le întîmpină aerul în mişcarea sa va apărea o cădere de presiune între racordul R şi cilindrul activ. Presiunea p_A şi densitatea aerului ρ_a la racord se presupun constante (ceea ce implică existenţa unei surse puternice de fluid) ; aceleaşi mărimi în cilindru (p_a şi ρ_a) vor fi funcţie de timp, deci de mişcarea pistonului.

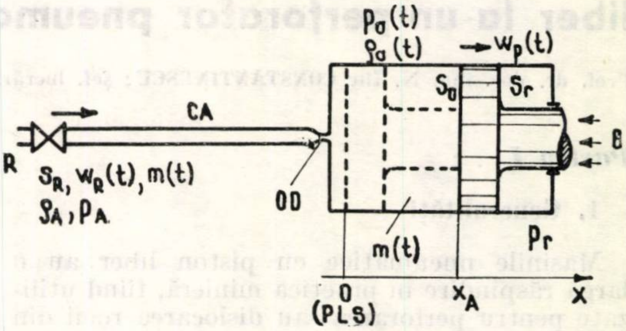


Fig. 2. Parametrii mecanici şi termodinamici ce intervin în etapa întîi a mişcării pistonului.

Ecuaţiile care descriu procesele din cilindru sînt :

a) *Ecuaţia dinamică a pistonului* :

$$p_a\, S_a - p_r\, S_r - B(S_a - S_r) - F_{fp} = m_p \frac{dw_p}{dt} \qquad (1)$$

unde pe lîngă notaţiile din figură, F_{fp} este forţa de frecare ce se opune mişcării şi care se consideră constantă, iar m_p masa pistonului.

Derivînd relaţia (1) cu produsul $p_A S_a$ obţinem :

$$\frac{p_a}{p_A} - A - C\frac{dw_p}{dt} = 0$$

în care A şi C sînt constante determinate de construcţia maşinii şi de condiţiile de funcţionare ale acestuia :

$$A = \frac{p_r}{p_A} S_r + \frac{B}{p_A}\left(1 - \frac{S_r}{S_a}\right) + \frac{F_{fp}}{P_a S_a}$$

$$C = \frac{m_p}{P_a S_a}$$

Notînd raportul $\frac{p_a}{p_A} = u(t)$ funcţie de t, deoarece şi presiunea din cilindrul activ $p_a = f(t)$, obţinem o primă ecuaţie diferenţială care leagă între ele mărimi de natură diferită : una mecanică—acceleraţia pistonului— şi una termodinamică de stare — presiunea din cilindru :

$$u(t) - A - C\frac{dw_p(t)}{dt} = 0 \qquad \text{(1a)}$$

b) *Ecuaţia bilanţului de energie la curgere în conducta de admisie* (*CA*)

Este o particularizare a ecuaţiei lui Bernoulli pentru procesul de mişcare nepermanentă a fluidului între racord şi cilindru :

$$\frac{W_p^2 - W_R^2}{2} + \int_{p_A}^{p_a} \frac{dp_a}{p_a} = -\xi_{RO}\frac{W_R^2}{2} \qquad (2)$$

în care ξ_{RO} este coeficientul de rezistenţă la curgerea fluidului prin racord, furtun, robinet de admisie şi organ de distribuţie.

c) *Ecuaţia transformării termodinamice a gazului în timpul curgerii*

Deoarece conducta este relativ scurtă se poate considera curgerea izotermă, deci relaţia între presiuni şi densităţi se exprimă prin legea lui Boyle — Mariotte :

$$\frac{p_A}{\rho_A} = \frac{p_a(t)}{\rho_a(t)} \qquad (3)$$

d) *Ecuaţia continuităţii curgerii*

Sistemul fiind format din două secţiuni distincte fără surse sau consumatori între acestea, debitul masic care intră pe racordul R se regăseşte în cilindrul activ :

$$m(x) = \rho_A w_R S_R \qquad (4)$$

$$m(x) = \rho_a w_p S_a$$

prin egalare rezultînd :

$$w_R = S_u'(t) w_p(t)$$

unde :

$$S' = \frac{S_a}{S_R}$$

este o constantă dependentă doar de construcţia perforatorului.

e) *Alte ecuaţii care rezultă din cinematica deplasării pistonului.* Notînd cu x abscisa poziţiei feţei active a pistonului orientate în direcţia axei cilindrului şi avînd ca sens pozitiv pe cel al deplasării pistonului, avem :

$$w_p = \frac{dx}{dt} = \dot{x} \quad a_p = \frac{d_x^2}{dt^2} = \frac{dw_p}{dt} = \ddot{x} \qquad (5)$$

Sistemul de cinci ecuaţii (1) — (5) de mai sus se poate reduce la două ecuaţii astfel (din (3)) :

$$\int_{p_A}^{p_a} \frac{dp_a}{\rho_a} = \int_{p_A}^{p_a} \frac{d\left(\frac{p_a}{p_A}\right)}{\frac{\rho_a}{p_A}\left(\frac{p_a}{p_A}\right)} = \frac{p_A}{\rho_A}\int_1^u \frac{du}{u} = \frac{p_A}{\rho_A}\, ln\ u$$

şi (2) devine :

$$\frac{w_p^2}{2}(1 + D^2u^2) + E\ ln\ u = 0 \qquad \text{(2a)}$$

în care :

$$D^2 = (1 - \xi_{RO})S'^2 \quad \text{şi} \quad E = \frac{p_A}{\rho_A}$$

mărimi constante pentru o maşină dată şi un regim de alimentare anumit.

Ecuaţiile (1a) şi (2a) formează sistemul :

$$\frac{w_p^2}{2}(1 - D^2u^2) + E\ ln\ u = 0 \qquad (6)$$

$$u = A + Cw_p$$

Rezolvarea analitică a sistemului (6) comportă dificultăţi. Chiar şi aplicarea unei metode numerice aproximative se face greu, deoarece funcţia necunoscută u nu se poate explicita.

Din această cauză s-a apelat la o metodă grafică de rezolvare care cuprinde următorii paşi :

— Se explicitează din prima ecuaţie $w_p = f(u)$ trasînd funcţia cu parametrul ξ_{RO} (fig. 3a).

— Se trasează funcţia $a_p = f(u)$ din a doua ecuaţie a sistemului (6) (fig. 3b) pentru diferite presiuni de alimentare p_A.

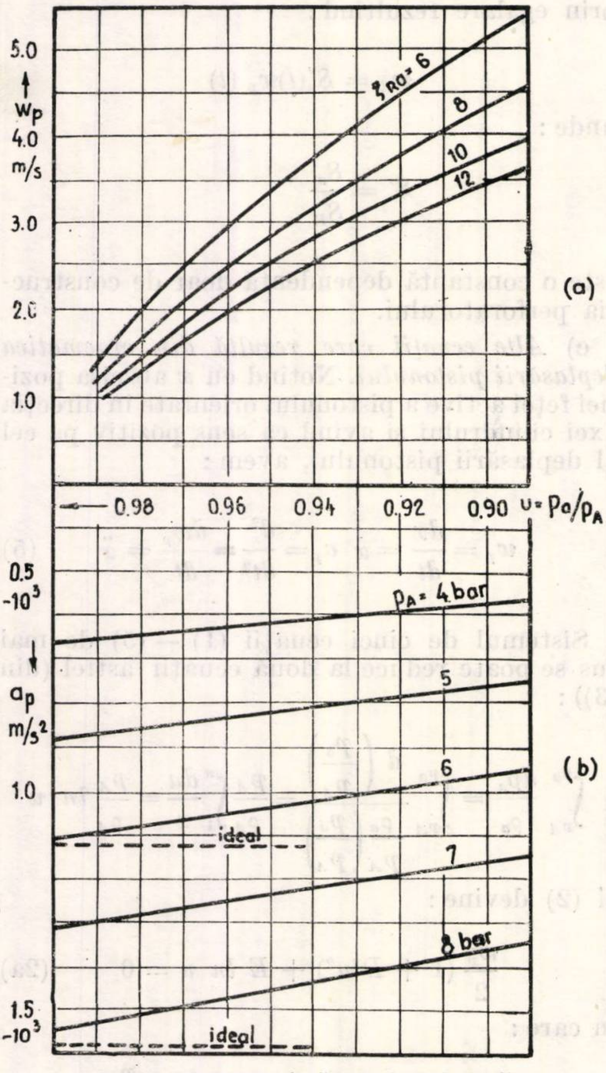


Fig. 3. Diagrama ajutătoare (pasul *a* şi *b*).

Din cele două diagrame se poate obţine relaţia $a_p = f(w_p)$ cu parametrul ξ_{RO}. În figura 4 s-au trasat curbele pentru presiuni de alimentare $p_A = 6$ şi 8 bari.

— Valoarea inversă a acceleraţiei $a_p = dw_p/dt$ respectiv :

$$\frac{1}{a_p} = \frac{dt}{dw_p}$$

se trasează în raport cu abscisa w_p, pentru a fi posibilă determinarea elementului timp prin integrare.

— Integrarea grafică conduce la diagrama $w_p = f(t)$ reprezentată în figura 5. Se observă o creştere a vitezei pistonului în timp. Acceleraţia pistonului a_p însă scade, datorită pe de o parte căderii de presiune între racord şi cilindru şi pe de alta frecărilor dintre piesele în mişcare relativă.

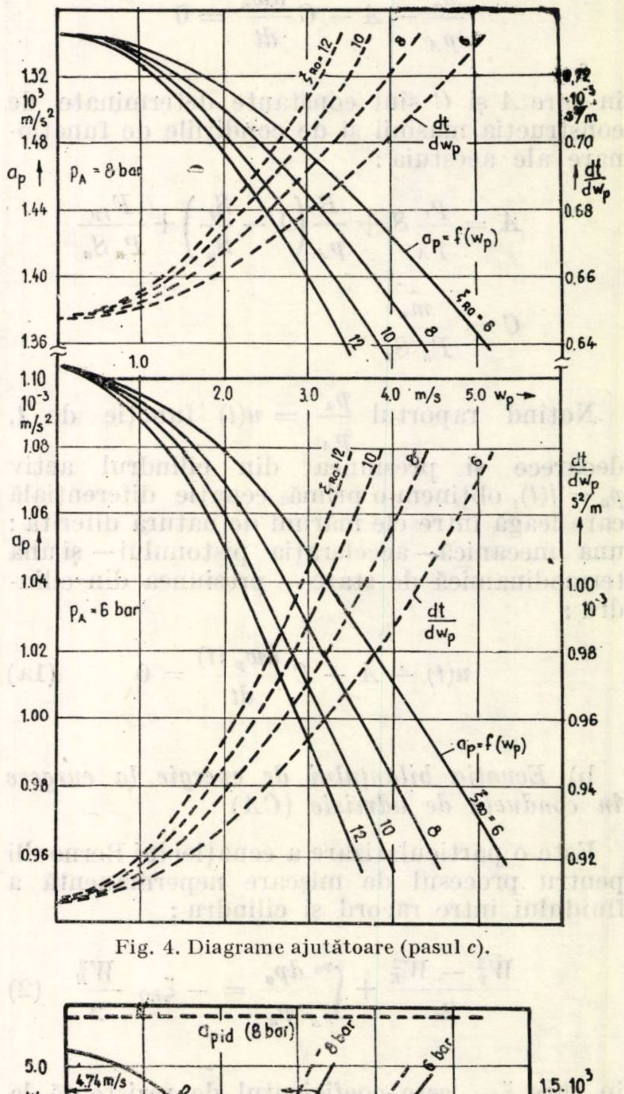


Fig. 4. Diagrame ajutătoare (pasul *c*).

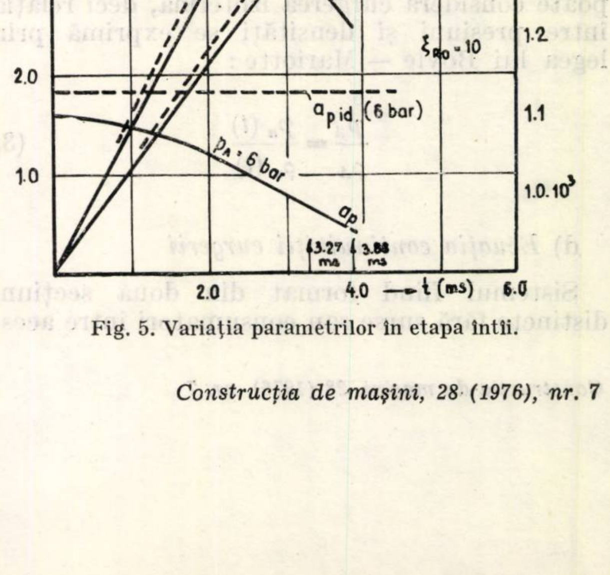


Fig. 5. Variaţia parametrilor în etapa întîi.

— Integrarea curbei $w_p = f(t)$ conduce în final la relaţia spaţiu — timp :

$$x = f(t) \text{ (fig. 6).}$$

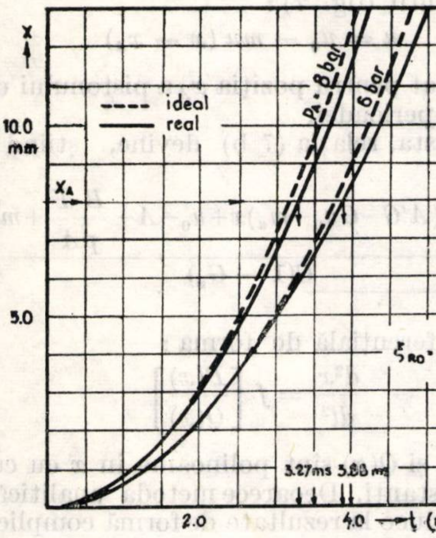


Fig. 6. Legea de mişcare a pistonului în etapa întîi.

— Variaţia căderii de presiune este pusă în evidenţă în figura 7 prin reprezentarea funcţiilor u :

$$u = f(x) \text{ şi } p_a = f(x),$$

deduse din diagramele anterioare.

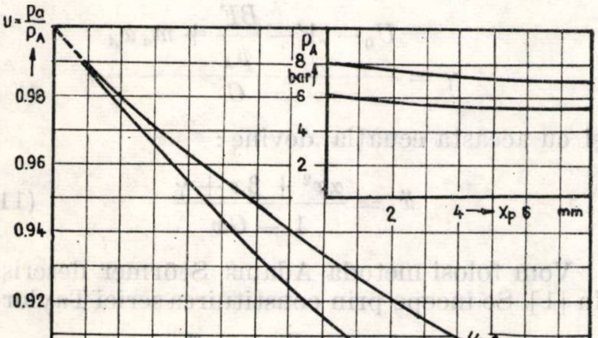


Fig. 7. Variaţia presiunii din cilindrul activ în timpul deplasării pistonului în etapa întîi.

Se observă că presiunea din cilindru scade cu deplasarea pistonului, fiind dependentă de acceleraţia acestuia (liniar, conform celei de-a doua ecuaţii din sistemul (6)). Această scădere este cu atît mai pronunţată cu cît rezistenţele pe traiectul de admisie sînt mai mari. De altfel acest principiu stă şi la baza celor două trepte de funcţionare ale perforatorului **la jumătate** şi **complet deschis**, cărora le corespund şi două poziţii ale manetei ventilului de admisie a aerului în perforator.

Observaţie. Situaţia analizată mai sus, prin luarea în considerare a fenomenelor din conducta de alimentare a maşinii este frecvent idealizată, eliminîndu-se pur şi simplu existenţa acesteia. În general ecuaţia dinamică a pistonului este scrisă sub forma :

$$(p_A - B)\, S_a = m_p \frac{dw_p}{dt}$$

lucru care corespunde realităţii doar dacă presiunea din cilindru este constantă pe întreaga perioadă a admisiei, iar frecările se neglijează. În aceast caz variaţia vitezei în timp se determină integrînd simplu relaţia de mai sus :

$$w_p = \frac{(p_A - B)S_a}{mp}\, t + ct$$

constanta de integrare determinîndu-se din condiţiile iniţiale :

la $t = 0$; $w_p = 0$, deci ct $= 0$.

Observăm că viteza are o variaţie liniară în timp, lucru pus în evidenţă şi în figura 5, iar spaţiul o variaţie parabolică mai rapidă (fig. 6). În reprezentări cazul ideal a fost trasat cu linii întrerupte.

3.2. Etapa a II-a a ciclului motor

În această perioadă cilindrul activ rămîne în legătură cu racordul R de aer comprimat, organul de distribuţie fiind încă deschis. Datorită însă închiderii ferestrelor de evacuare în cilindrul de revenire va începe comprimarea aerului aflat iniţial la presiunea atmosferică. Deosebirea între etapa a doua şi etapa întîi constă tocmai în această comprimare, care datorită rapidităţii cu care are loc, fenomenul poate fi considerat adiabatic. Din toate ecuaţiile (1) ... (5) din prima perioadă suferă modificări doar cea dinamică (1), care devine :

$$p_a S_a - p_r(t) S_r - B(S_a - S_r) - F_{fp} = m_p \frac{dw_p}{dt} \qquad (7)$$

unde variaţia presiunii din cilindrul de revenire este :

$$p_r(t) = B \left[\frac{s + x_{or} - x_A}{s + x_{or} - x}\right]^x$$

sau împărţind la numărător şi numitor cu $s + x_{or}$ obţinem :

$$p_r(t) = B \frac{E'}{\left[1 - \frac{x}{s + x_{or}}\right]^x} \qquad (8)$$

unde:

$$F' = 1 - \frac{x_A}{S + x_{or}}$$

este o mărime care depinde doar de dimensiunile cilindrului perforatorului, x_{or} fiind o mărime de calcul dată de:

$$x_{or} = \frac{V_{or}}{S_r}$$

V_{or} fiind volumul minim al cilindrului de revenire în poziția extremă în față a pistonului, împreună cu spațiile aferente distribuției în această parte a perforatorului (fig. 8).

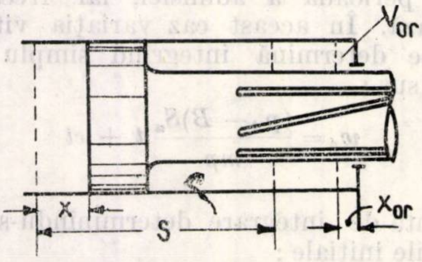


Fig. 8. Notații folosite în relațiile aferente etapei a doua.

Dezvoltînd în serie numitorul expresiei (8) avem:

$$\left[1 - \frac{x}{S + x_{or}}\right]^x = 1 - \frac{x}{s + x_{or}}\, x + \frac{x(x-1)}{2(s + x_{or})^2}\, x^2 - \ldots$$

Deoarece variația lui x este mică în această perioadă putem neglija termenii de la gradul al doilea în sus, considerînd o variație liniară a presiunii pe această perioadă:

$$p_r(t) = B\,\frac{F'}{1 - \dfrac{x}{s + x_{or}}\, x} = B\,\frac{F'}{1 - Gx} \qquad (8.a)$$

Împărțind relația (7) cu $p_A S_a$, ca la raționamentul din prima perioadă, obținem:

$$u - \frac{B}{p_A}\,\frac{F'}{1 - Gx}\,\frac{S_r}{S_a} - \frac{B}{p_A}\left(1 - \frac{S_r}{S_a}\right) - \frac{F_{fp}}{p_A S_A} = \frac{m_p}{p_A}\,\frac{dw_p}{S_a\, dt} \qquad (7.a)$$

Folosind notația:

$$C = \frac{m_p}{p_A S_a} \text{ și } F = F'\,\frac{S_r}{S_a}$$

și

$$A' = \frac{B}{p_A}\left[1 - \frac{S_r}{S_a}\right] + \frac{F_{fp}}{p_a S_a}$$

care au fost utilizate și în raționamentul precedent avem:

$$u - \frac{B}{p_A}\,\frac{F}{1 - Gx} - A' = C\,\frac{dw_p}{dt} \qquad (7.b)$$

De asemenea, datorită variației mici a deplasării pistonului x în această perioadă, vom putea accepta că raportul presiunilor u variază liniar, coeficientul unghiular rezultînd din perioada întîi (fig. 7):

$$u = u_0 - mu\,(x - x_A) \qquad (8')$$

u_0 fiind luat pentru poziția x_A a pistonului de la începutul perioadei.

Cu aceasta, relația (7 b) devine, știind că $w_p = \dot{x}$:

$$\ddot{x} = \frac{G m_u x^2 + (A'G - G u_0 - m_u)x + u_0 - A - \dfrac{B \cdot F}{pA} + m_u X_A}{C(1 - G_x)} \qquad (9)$$

ecuația diferențială de forma:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = f\left[\frac{P(x)}{Q(x)}\right]$$

unde $P(x)$ și $Q(x)$ sînt polinoame în x cu coeficienți constanți. Deoarece metoda analitică de rezolvare duce la rezultate de formă complicată, fiind necesare și o serie de artificii de calcul, se preferă o rezolvare numerică a ecuației.

Se notează cu:

$$\alpha = \frac{G m_u}{C}$$

$$\beta = \frac{G(A' - u_0 - m_u X_A) - m_u}{C} \qquad (10)$$

$$\gamma = \frac{U_0 - A' - \dfrac{BF}{p_A} + m_u x_A}{C}$$

și cu aceasta ecuația devine:

$$\ddot{x} = \frac{\alpha x^2 + \beta x + \gamma}{1 - Gx} \qquad (11)$$

Vom folosi metoda Adams Störmer descrisă în [1]. Se începe prin constituirea seriei Taylor:

$$x(t) = x_0 + \frac{\dot{x}_0}{1!}\,t + \frac{\ddot{x}_0}{2!}\,t^2 + \frac{\dddot{x}_0}{3!}\,t^3 + \ldots \qquad (12)$$

Valorile inițiale pentru poziția pistonului x_0 și viteza acestuia se cunosc din perioada precedentă. Astfel, $x_0 = x_A$ se determină din figurile 1 sau 6, iar viteza din figura 5 corespunzător. Accelerația inițială x_0 rezultă din:

$$\ddot{x}_0 = \frac{\alpha x_0^2 + \beta\, x_0 + \gamma}{1 - G x_0}$$

iar derivata a treia este:

$$\dddot{x}_0 = \frac{(2\alpha x_0 \dot{x}_0 + \beta x_0)(1 - G x_0) + (\alpha x_0^2 + \beta x_0 + \gamma)\, G \dot{x}_0}{(1 - G x_0)^2} \qquad (13)$$

Determinarea din diagramele construite pentru perioada întîi a valorilor necesare calculului numeric și efectuarea înlocuitorilor în (13) conduce la rezultatele din tabelul 1.

Tabelul 1

Valorile mărimilor cinematice rezultate din diagramele etapei întîi

p_A (bar)	x_0 (m)	$\dot{x}_0$ (m/s)	$\ddot{x}_0$ (m/s^2)	$\dddot{x}_0$ (m/s^3)
6,0	$8\cdot10^{-3}$	4,04	952	$-70{,}7\cdot10^3$
8,0	$8\cdot10^{-3}$	4,74	1290	$-105{,}0\cdot10^3$

cu care se construiește seria Taylor (12).

$$x(t) = 8 + 4{,}04\,t + 0{,}476\,t^2 - 0{,}0118\,t^3 \quad \text{pt } p_A = 6 \text{ bar} \qquad (14)$$

$$x(t) = 8 + 4{,}74\,t + 0{,}645\,t^2 - 0{,}0175\,t^3 \quad \text{pt } p_A = 8 \text{ bar}.$$

în care spațiile sînt în milimetri, iar timpul în metri pe secundă, originea timpului fiind începutul perioadei ($t = 0$; $x(0) = X_A = 8$ mm ș. a. m. d.), iar a spațiului în poziția limită de la mîner a pistonului, faza de plecare fiind stabilită sub forma seriei (14) care dă valorile $x(t)$ pentru cîteva puncte pe intervalul de definiție. Se calculează apoi funcția $\ddot{x} = f(x)$, alegînd un interval adecvat pentru variabila t. Valorile consecutive ale funcției f sau diferențele regresive de ordinul 1 — ∇f, de ordinul 2 —$\nabla^2 f$ ș. a. m.d. cu ajutorul cărora se calculează valorile extrapolate ale accelerației $\ddot{x} = f(x)$, folosind formula de recurență Adams Störmer [1]:

$$f_{i+1} = f_{i-1} + 2f_i + h^2\left(1 + \frac{1}{12}\nabla^2 + \frac{1}{12}\nabla^3 + \frac{19}{240}\nabla^4 + \frac{3}{40}\nabla^5 + \dots\right)f_i$$

unde h este mărimea intervalului între două noduri.

În cazul problemei care se rezolvă s-a ales ca interval $h = 0{,}1$ m/s, rezultînd valorile din tabelul 2.

Tabelul 2

Valorile spațiului, vitezei și accelerației pentru etapa a doua

i	t ms	x_i mm		$\dot{x}_i$ m/s		$\ddot{x}_i = f_i$ m/s^2	
	$p_A \rightarrow$	6 bar	8 bar	6 bar	8 bar	6 bar	8 bar
0	0	8,0000	8,0000	4,0400	4,7400	952	1290
1	0,1	8,4087	8,4804	4,1349	4,8685	942	1278
2	0,2	8,8269	8,9737	4,2289	4,9959	938	1267
3	0,3	9,2486	9,4796	4,3224	5,1223	927	1257
4	0,4	9,6845	9,9983	4,4150	5,2476	921,5	1246
5	0,5	10,1381	10,5290	4,5072	5,3719	911	1234

Integrarea numerică a ecuației (9) se oprește la $x_i = x_B = 10$ mm, deoarece aceasta reprezintă limita dată prin construcția perforatorului P 90 pentru etapa a doua. Variația $x_i = f(t)$, $\dot{x}_i = f(t)$ și $\ddot{x}_i = f(t)$ este prezentată în figura 9.

Se observă că chiar la scara mărită a figurii nu apar în această etapă variații ale parametrilor avînd alură spectaculoasă, atît spațiul cît și viteza fiind aproape liniar dependente de timp. Acest lucru își are explicația în durata scurtă a etapei, și a putut fi observat în timpul integrării numerice a ecuației (7) la valorile $\nabla^2 f$ ale diferențelor regresive secunde, care sînt foarte mici în raport cu valoarea propriu-zisă a funcției f.

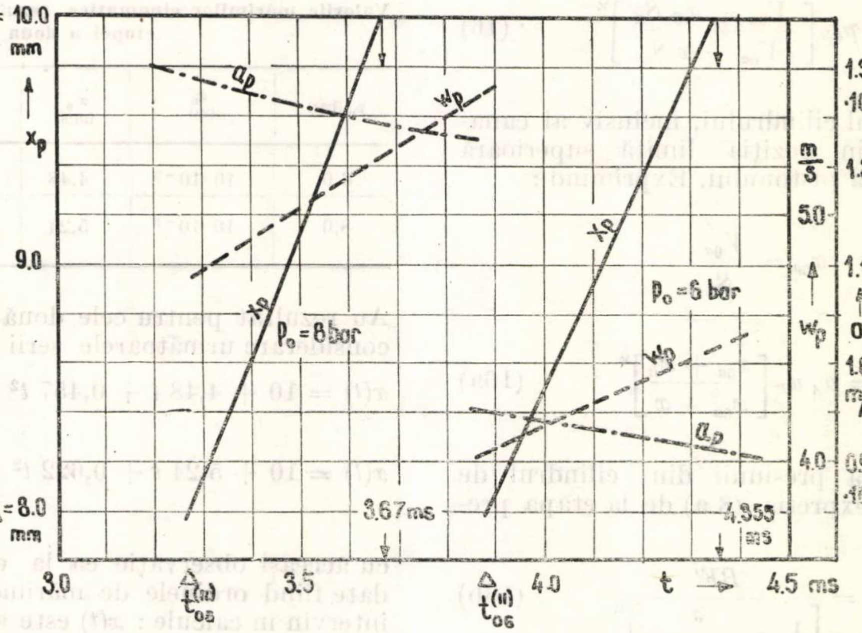


Fig. 9. Variația mărimilor cinematice x_p, w_p și a_p în etapa a doua.

Partea a II-a

Procesele de transformare energetică din cilindrul unui perforator pneumatic percutant au un caracter discontinuu în decursul ciclului și din această cauză nu se poate face un studiu global al fenomenului ci doar pe etape, caracterizate prin faptul că parametrii termodinamici ai gazului (care determină legea de mișcare a pistonului) au o variație continuă în etapa respectivă. În prima parte a acestui articol s-au studiat două din cele patru etape care caracterizează cursa activă (de lovire) a pistonului. În continuare se studiază ultimele două etape care cuprind de altfel cele mai importante procese din ciclu sub aspect energetic : destinderea din cilindru și evacuarea liberă în atmosferă.

1. Etapa a treia a ciclului motor

Așa cum se observă în figura 1 în această perioadă avem o destindere în cilindrul activ și o comprimare în cilindrul de revenire. Ambele procese au loc fără legătură cu exteriorul, și din acest motiv transformările pot fi considerate ca aparținînd unui sistem termodinamic închis. Deoarece deplasarea pistonului în această perioadă este apreciabilă, se caută exprimarea cît mai exactă a variației parametrilor din cilindru.

Ecuația dinamică de mișcare a pistonului este :

$$p_a(t)\,S_a - p_r(t)\,S_r - B(S_a - S_r) - F_{fp} = m_p\,\frac{dw_p}{dt} \quad (15)$$

unde a apărut față de etapa a doua variația adiabatică a presiunii p_a din cilindrul activ.

$$p_a(t) = p_{aB}\left[\frac{V_{0a} + x_B\,S_a}{V_{0a} + x\,S_a}\right]^{\varkappa} \quad (16)$$

V_{0a} fiind volumul cilindrului, inclusiv al canalelor aferente, în poziția limită superioară (dinspre mîner) a pistonului. Exprimînd :

$$x_{0a} = \frac{V_{0a}}{S_a}$$

avem :

$$p_a(t) = p_A\,u_B\left[\frac{x_{0a} + x_B}{x_{0a} + x}\right]^{\varkappa} \quad (16a)$$

Pentru variația presiunii din cilindrul de revenire avem expresia (8 a) de la etapa precedentă :

$$p_r(t) = \frac{BF'}{\left[1 - \dfrac{x}{s + x_{0r}}\right]^{\varkappa}} \quad (16b)$$

Împărțind relația (1) cu $p_A\,S_a$ și înlocuind mărimile $p_a(t)$ și $p_r(t)$, se obține :

$$\frac{T}{\left[1 + \dfrac{x}{x_{0a}}\right]^{\varkappa}} - \frac{U}{\left[1 - \dfrac{x}{s + x_{0r}}\right]^{\varkappa}} - \frac{A'}{C} = \ddot{x} \quad (17)$$

în care pe lîngă notațiile A' și C utilizate în etapa precedentă s-a notat cu :

$$T = \frac{U_B}{C}\left(1 + \frac{x_B}{x_{0a}}\right)^{\varkappa}$$
$$U = \frac{BS_r}{m_p}\left(1 - \frac{x_A}{s + x_{0r}}\right)^{\varkappa} \quad (18)$$

Ecuația diferențială (17) fiind greu de rezolvat analitic, se apelează din nou la metodele numerice de integrare, care dau satisfacție deplină în problema studiată. Pentru baza de pornire se construiește seria Taylor, cunoscînd valorile inițiale ale perioadei prezentate în figura 9, perioadă trasată din integrarea ecuației etapei a doua.

Fiind necesară și valoarea derivatei a treia în punctul inițial, aceasta se calculează :

$$\dddot{x} = -\frac{T\varkappa x}{x_{0a}\left(1 + \dfrac{x}{x_{0a}}\right)^{\varkappa+1}} - \frac{U\varkappa x}{(s + x_{0r})\left(1 - \dfrac{x}{s + x_{0r}}\right)^{\varkappa}} \quad (19)$$

Valorile rezultate din etapa precedentă și cu relația (19) sînt date în tabelul 3.

Tabelul 3

Valorile mărimilor cinematice rezultate din diagramele etapei a doua

p_0 (bar)	x_0 (m)	$\dot{x}_0$ (m/s)	$\ddot{x}_0$ (m/s²)	$\dddot{x}_0$ (m/s³)
6,0	$10 \cdot 10^{-3}$	4,48	915	$-265{,}2 \cdot 10^3$
8,0	$10 \cdot 10^{-3}$	5,24	1245	$-386{,}3 \cdot 10^3$

Au rezultat pentru cele două presiuni luate în considerare următoarele serii :

$$x(t) = 10 + 4{,}48\,t + 0{,}457\,t^2 + 0{,}0442\,t^3 \qquad \text{pt. } p_A = 6 \text{ bar.}$$

$$x(t) = 10 + 5{,}24\,t + 0{,}622\,t^2 - 0{,}0644\,t^3 \qquad \text{pt. } p_A = 8 \text{ bar.}$$

cu aceeași observație ca la etapa precedentă, date fiind ordinele de mărime ale valorilor ce intervin în calcule : $x(t)$ este exprimat în milimetri, iar t în metri pe secundă.

O analiză atentă a diagramei din figura 9 și a ultimei coloane din tabelul 1 arată o creștere a coeficientului unghiular al curbei $x = f(t)$. Aceasta se explică prin schimbarea condițiilor de desfășurare a procesului din cilindrul activ (de la admisie se trece la destindere). Se remarcă chiar o discontinuitate a acestei curbe (pusă în evidență în figura 12), avînd la origine chiar discontinuitatea de variație a presiunii în diagrama teoretică (fig. 1).

Folosind metodele de interpolare Adams Störmer, se alcătuiește tabelul 4 pentru rezolvarea ecuației diferențiale (17). Deoarece în decursul calculelor va fi nevoie frecvent de funcția $\ddot{x}_p = f(x_p)$, aceasta se reprezintă în figura 11. Rezultatele integrării sînt trasate în figura 12.

Tabelul 4

Rezultatele integrării numerice a ecuației (17) pentru $p_A = 6$ și 8 bari

i	t ms	x_i mm		$\dot{x}_i$ m/s		$\ddot{x}_i$ m/s²	
		6 bari	8 bari	6 bari	8 bari	6 bari	8 bari
0	0	10,000	10,000	4,4800	5,2400	915	1245
1	0,25	11,348	11,148	4,6997	5,5389	839	1165
2	0,50	12,267	12,349	4,9038	5,8140	766	1087
3	0,75	14,253	13,598	5,0903	6,0644	695	1012
4	1,00	15,798	14,893	5,2614	6,2908	630	938
5	1,25	17,395	16,236	5,1450	6,5030	565	862
6	1,50	19,034	17,601	5,5510	6,6720	500	791
7	1,75	20,729	19,010	5,6741	6,8260	442	721
8	2,00	22,454	20,434	5,7772	6,9570	388	653
9	2,25	24,215	22,110	5,8680	7,0620	327	590
10	2,50	25,985	23,370	5,9350	7,1403	271	526
11	2,75	27,800	24,870	5,9508	7,1941	—	464
12	3,00	—	26,357	—	7,2311	—	—
13	3,25	—	27,885	—	7,2389	—	—

Se observă că în această etapă continuă accelerarea pistonului, însă valoarea accelerației scade sensibil datorită comprimării aerului în cilindrul de revenire (numit de unii autori **tamponul față**).

În figurile 12 și 13 sînt notate valorile numerice importante ale parametrilor cinematici ce reies din calcul.

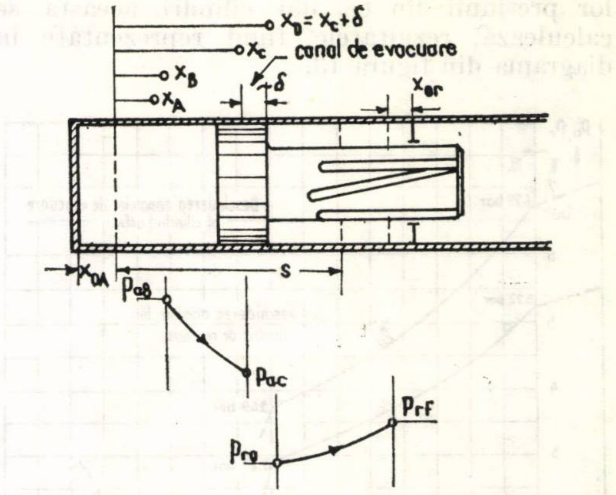


Fig. 10. Notații folosite pentru relațiile aferente etapei a treia.

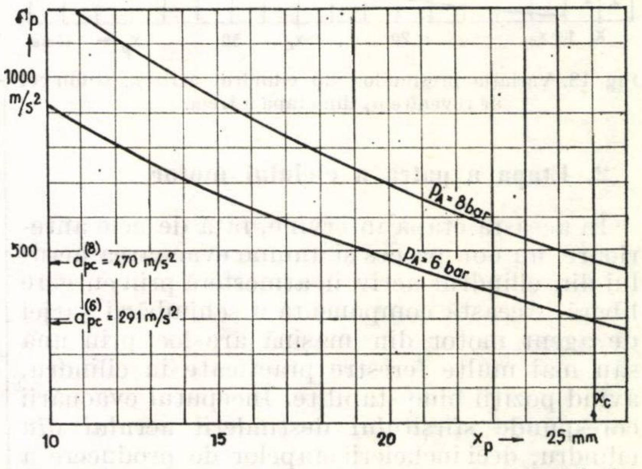


Fig. 11. Variația accelerației pistonului a_p în timpul deplasării pistonului în etapa a treia.

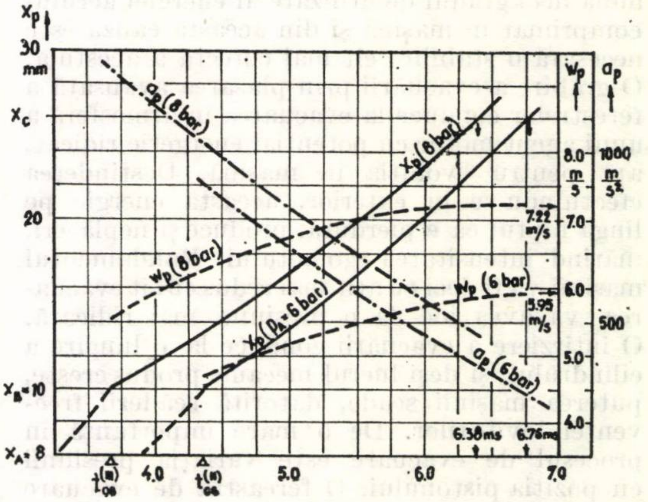


Fig. 12. Variația mărimilor cinematice x_p, w_p și a_p în etapa a treia.

În ceea ce privește variația presiunii din cilindrul activ și cel de revenire, acesta se poate calcula ușor din relațiile (16a) și (16b). Deoarece în raționamentul de față pentru etapa a IV-a a ciclului motor este necesară cunoașterea valorilor presiunii din cei doi cilindri, aceasta se calculează, rezultatele fiind reprezentate în diagrama din figura 13.

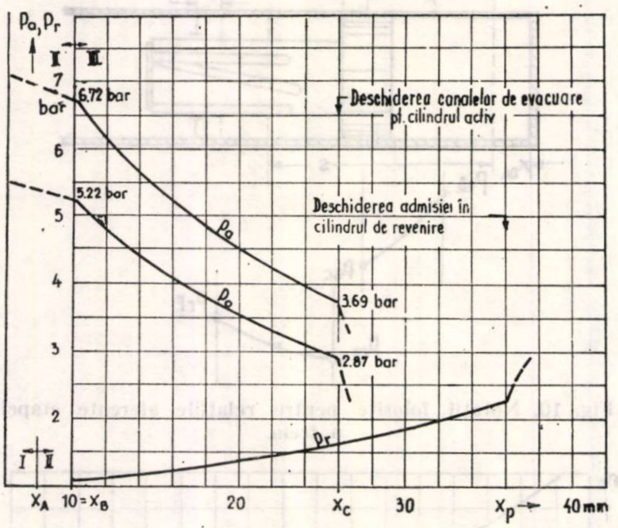


Fig. 13. Variaţia presiunilor din cilindrul activ p_a şi din cel de revenire p_r din etapa a treia.

2. Etapa a patra a ciclului motor

În această etapă intervine, faţă de cele anterioare, un nou proces şi anume evacuarea aerului din cilindrul activ în atmosferă prin curgere liberă. Această componentă a schimbării şarjei de agent motor din maşină are loc prin una sau mai multe ferestre practicate în cilindru, avînd poziţii bine stabilite. Începutul evacuării corespunde sfîrşitului destinderii aerului din cilindru, deci încheierii etapelor de producere a lucrului mecanic necesar accelerării pistonului percutor. Momentul începerii evacuării determină deci gradul de utilizare al energiei aerului comprimat în maşină şi din această cauză este necesară o stabilire cît mai corectă a acestuia. O grăbire a evacuării prin plasarea avansată a ferestrelor conduce la evacuarea în atmosferă a unui agent motor cu potenţial energetic ridicat, apt pentru evoluţia în maşină. Destinderea efectuîndu-se în exterior, această energie pe lîngă faptul că e pierdută, produce şi neplăceri, mărind intensitatea zgomotului. Randamentul maşinii va fi deci cu atît mai redus cu cît evacuarea va avea loc la o presiune mai ridicată. O întîrziere a evacuării conduce la o lungire a cilindrului, şi deşi lucrul mecanic produs creşte, puterea maşinii scade, datorită scăderii frecvenţei loviturilor. De o mare importanţă în procesul de evacuare este variaţia presiunii cu poziţia pistonului. O fereastră de evacuare mare conduce la o scădere bruscă a presiunii, care poate avea efecte defavorabile în cinematica pistonului. Din contră, o rezistenţă mărită (secţiune mică) a traseului de evacuare poate provoca o evacuare incompletă. În acest caz, la reîntoarcerea pistonului presiunea reziduală din cilindru poate mări excesiv lucrul mecanic rezistent, pistonul nemaiputînd efectua cursa completă.

Din punct de vedere matematic descrierea proceselor termice din această etapă este mai complicată decît în etapele precedente, din următoarele motive :

— Mulţimea de parametri ce intervin în raţionament se interacţionează reciproc.

— Ecuaţiile curgerii fluidelor compresibile relativ simple duc însă la rezultate de formă deosebit de complicată, mai ales cînd e nevoie de folosirea acestora în continuare.

— Procesul este prin excelenţă nestaţionar. Pentru a simplifica raţionamentul vom face abstracţie de acest lucru, efectuînd o rezolvare **în trepte** (se presupune că pentru un timp suficient de mic, curgerea este staţionară).

— Există o serie de parametri cum ar fi de exemplu coeficientul de debit, a căror valoare necesită o determinare experimentală pentru fiecare caz în parte.

O descriere sumară a fenomenelor aferente etapei a IV-a (vezi fig. 14) ar fi următoarea :

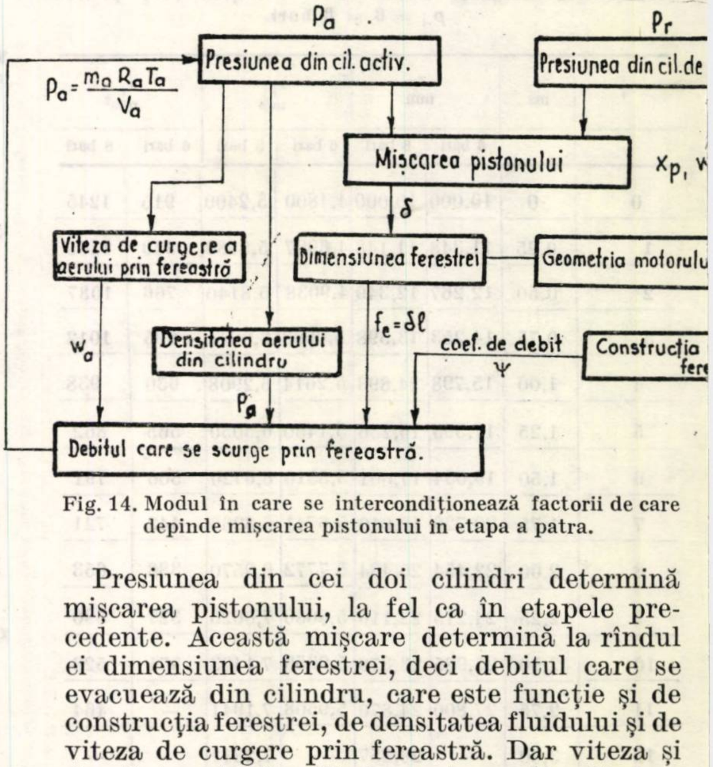

p_a
p_r
Presiunea din cil. activ.
Presiunea din cil. de
$p_a = \frac{m_a R_a T_a}{V_a}$
Mişcarea pistonului
x_p, v
δ
Viteza de curgere a aerului prin fereastră
Dimensiunea ferestrei
Geometria motorulu
$f_e = \delta l$
w_a
Densitatea aerului din cilindru
coef. de debit
ψ
Construcţia fere
p_a
Debitul care se scurge prin fereastră.

Fig. 14. Modul în care se intercondiţionează factorii de care depinde mişcarea pistonului în etapa a patra.

Presiunea din cei doi cilindri determină mişcarea pistonului, la fel ca în etapele precedente. Această mişcare determină la rîndul ei dimensiunea ferestrei, deci debitul care se evacuează din cilindru, care este funcţie şi de construcţia ferestrei, de densitatea fluidului şi de viteza de curgere prin fereastră. Dar viteza şi densitatea sînt funcţie de presiunea din cilindru. În fine, cantitatea de aer care a părăsit cilindrul determină presiunea din cilindru ş. a. m. d. Schematic, interdependenţele descrise mai sus se reprezintă sugestiv în figura 14. Mai departe se pune problema determinării legii de mişcare a pistonului în timpul evacuării, pentru ca în final aceasta să servească la o justă dimensionare a canalelor de evacuare. O reprezentare schematică a procesului este dată în figura 15, pistonul în deplasarea sa producînd o variaţie a volumului cilindrului activ V_a cu valoarea dV_a. După începerea descoperirii orificiilor de evacuare presiunea în cilindrul activ p_a scade continuu datorită curgerii aerului. Se notează variația de presiune dp_a și volumul elementar evacuat dV_e, ambele mărimi referindu-se evident la momentul cînd are loc și variația dV_a.

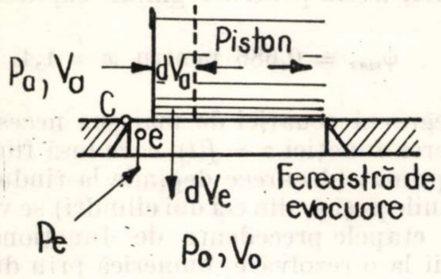


Fig. 15. Mărimile termodinamice ce intervin la evacuarea aerului din cilindru.

Procesul de curgere se presupune adiabatic fiind extrem de rapid, deci legea de variație a presiunii din cilindru se poate scrie:

$$\frac{dp_a}{p_a} = -x\frac{dV_a}{V_a}$$

După începerea descoperirii canalului de evacuare (punctul C) de către piston volumul V_a crește:

$$V_a = V_{ac} + dV_a$$

în care V_{ac} este voumul cilindrului în punctul C.

Din cilindru se evacuează prin fereastră volumul de gaz dV_{ae} (la starea p_a, T_a din cilindru), deci:

$$\frac{dp_a}{p_a} = -\frac{x}{V_a}(dV_a - dV_{ae})$$

Notînd cu w_e viteza în secțiunea q (variabilă) a ferestrei, avem:

$$dV_e = qw_e\,dt$$

În secțiunea q a ferestrei, parametrii de stare fiind diferiți de cei din cilindru, se notează cu p_e presiunea din secțiunea minimă a curentului de fluid din fereastră și cu dV_e volumul evacuat la această stare. Se poate scrie:

$$\frac{\mathrm{d}V_{ae}}{dV_e} = \left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{x}}$$

(curgerea este considerată adiabatică).
Deci:

$$\frac{dp_a}{p_a} = \frac{x}{V_a}\left[qw_e\left(\frac{p_e}{p_a}\right)^{\frac{1}{x}}dt - dV_a\right] \tag{20}$$

Relația stabilită mai sus nu este utilizabilă sub forma (20), deoarece conține o serie de mărimi care se intercondiționează reciproc, toate fiind variabile în timpul t. Se vor exprima deci aceste mărimi în funcție de presiunea din cilindru.

Curgerea are două aspecte:

— Dacă raportul de destindere între presiunile din exterior p_0 și din cilindru p_a este mai mic decît cel critic:

$$\frac{p_0}{p_a} < \left[\frac{2}{x+1}\right]^{\frac{x}{x-1}} = 0{,}528$$

avem un regim supracritic, iar presiunea în secțiunea minimă a curentului de fluid este:

$$p_e = 0{,}528\,p_a = p_k; \tag{21}$$

În continuare destinderea se efectuează liber în atmosferă pînă la presiunea p_0.

Dacă: $\dfrac{p_0}{p_a} > 0{,}528$

regimul este subcritic, iar presiunea din secțiunea minimă este egală cu cea atmosferică:

$$p_e = p_0 \tag{22}$$

Regimul supracritic (a) de curgere are loc la început, cînd presiunea din cilindru este mare: continuînd evacuarea, curgerea capătă un caracter subcritic (b) (pe măsură ce cilindrul se golește), presiunea scăzînd corespunzător.

Viteza se determină în cazul general cu:

$$w = \sqrt{\frac{2}{x-1}p_a v_a\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]}$$

sau știind că:

$$p_a v_a = RT_a;\ w = \sqrt{2\,RT_a}\sqrt{\frac{x}{x-1}\left[1 - \left(\frac{p_0}{p_a}\right)^{\frac{x-1}{x}}\right]}; \tag{23}$$

Debitul masic teoretic ce trece prin secțiunea q este dat de ecuația continuității:

$$m = q\rho_e w_e = q\sqrt{\frac{2\,x}{x-1}\frac{p_a}{v_a}\left[\left(\frac{p_0}{p_e}\right)^{\frac{2}{x}} - \left(\frac{p_0}{p_i}\right)^{\frac{x+1}{x}}\right]} =$$

$$= q\,\rho_a\,\psi\sqrt{RT_a}$$

și viteza:

$$w_e = \psi\sqrt{RT_a}\left(\frac{p_a}{p_e}\right)^{\frac{1}{x}} \tag{24}$$

Pentru regimul supracritic (a) cînd $p_0 < p_k$, viteza are valoarea critică :

$$w_e = w_k = \sqrt{2RT_a}\sqrt{\frac{x}{x+1}}$$

sau în funcţie de viteza sunetului ca la starea din cilindru :

$$c_a = \sqrt{x\,RT_a}$$

avem :

$$w_k = c_a\sqrt{\frac{2}{x+1}},$$

iar factorul de debit se menţine constant la oricare valoare a raportului de destindere p_0/p_a mai mic decît cel critic, egal cu :

$$\psi_{max} = \left(\frac{2}{x+1}\right)^{\frac{1}{x-1}}\sqrt{\frac{2}{x+1}}. \qquad (25)$$

Pe de altă parte, exprimînd parametrii care intervin în relaţia (20) cu ajutorul unor mărimi adimensionale, avem :

$$V_a = zV_{aH} = z\,\frac{\pi D_a^2}{4}\,s \qquad (26)$$

unde z este raportul dintre volumul momentan al cilindrului şi volumul cilindrului V_{aH} (s = cursa pistonului).

$$q = \mu\,\sigma\beta\,\frac{\pi D_a^2}{4} \qquad (27)$$

în care μ este coeficientul de debit, variabil printre altele cu raportul de destindere; σ este gradul de deschidere al ferestrei :

$$\sigma = \frac{Ad}{At} = \frac{\text{aria secţiunii efective deschise}}{\text{aria totală a ferestrei}}$$

iar β raportul între aria totală a ferestrei şi aria suprafeţei cilindrului :

$$\beta = \frac{4A_t}{\pi D_a^2}$$

constant pentru un anumit motor.

Înlocuind în (20) expresia vitezei (24) şi utilizînd (26) şi (27), obţinem :

$$\frac{dp_a}{p_a} = \frac{x}{z}\left[\frac{\mu\sigma\beta}{S}\,\psi\sqrt{RT_a}\,dt - dz\right] \qquad (20a)$$

ecuaţie diferenţială care leagă cele trei mărimi variabile de bază, presiunea, volumul şi timpul. Relaţia este valabilă atît pentru regimul supracritic cît şi pentru cel subcritic cu menţiunile (25) făcute asupra coeficientului de debit şi (21) şi (22) pentru presiuni.

Astfel, avem pentru regimul supracritic(a) :

$$\psi_{max} = 0{,}686 \text{ pentru } x = 1{,}4.$$

Integrarea ecuaţiei de mai sus necesită cunoaşterea funcţiei $z = f(t)$, care însă fiind greu de exprimat (deoarece depinde la rîndul ei de presiunile p_a şi p_r din cei doi cilindri) se va apela ca în etapele precedente de funcţionare ale maşinii la o rezolvare numerică prin diferenţe finite. Metoda a fost utilizată pentru cazuri asemănătoare de Reyl şi Pischinger în [2]. Rezolvarea porneşte de la premisa că într-un interval mic de timp al etapei studiate (respectiv pentru o deplasare Δx suficient de mică a pistonului) se poate considera viteza pistonului constantă :

$$w_p = \frac{dx}{dt}$$

Diferenţiind relaţia (12) se obţine :

$$dV_a = V_{aH}\,dz$$

Cunoscînd că volumul la un moment dat este :

$$V_a = V_{0a} + S_a\,x$$

deci :

$$dz = \frac{S_a}{V_{aH}}\,dx \quad \text{şi} \quad dt = \frac{1}{w_p}\,dx$$

relaţia (6 a) devine :

$$\frac{dp_a}{p_a} = \frac{x}{z}\left[\frac{\mu\ \beta\ \sigma}{\varepsilon w_p}\,\psi\sqrt{RT_a} - \frac{S_a}{V_{aH}}\right] \qquad (20b)$$

ecuaţie care a fost utilizată pentru calculul practic.

O problemă deosebită o constituie pentru calcul valoarea coeficientului de debit al ferestrei μ, care este variabil cu direcţia şi mărimea debitului ce trece prin fereastră. Cu cît este mai mare componenta axială a vitezei fluidului şi cu cît este mai mare strangularea sa, cu atît coeficientul de debit este mai mic. Literatura recomandă o serie de valori pentru acest coeficient (diferiţi autori propun metode de calcul sau determinarea practică, care conduc uneori la rezultate contradictorii). O analiză a mai multor variante a dus la acceptarea pentru acest raţionament a valorilor date de Nusselt şi Zeman [2] (fig. 16 şi 17).

În acest articol valorile μ date de Nusselt au fost utilizate pentru regimul supracritic de curgere (conform recomandării), iar cele date de Zeman (sub forma μ ψ) pentru regimul subcritic. Valoarea coeficientului de volum $z = V_a / V_{aH}$ luată pentru rezolvare este cea medie în intervalul de timp considerat. Dacă se înlocuiesc valorile corespunzînd perforatorului P 90, avînd în vedere etapele procesului de transformare energetică prezentată în figura 10, relația finală (20 b) devine în forma cu diferențe finite :

$$\Delta p_a = \frac{1{,}4\, p_a}{0{,}3867 + 0{,}0192\, x_{med}} \Big[5{,}23\, (x'' - 26)\, \frac{\mu\psi}{w_p'} \sqrt{T_a} - 19{,}23 \Big] \Delta x \qquad (20c)$$

unde indicele prim atașat simbolurilor literale ale diferitelor mărimi ce intră în expresia de mai sus arată că valoarea corespunde începutului intervalului considerat, iar indicele secund pentru sfîrșitul intervalului.

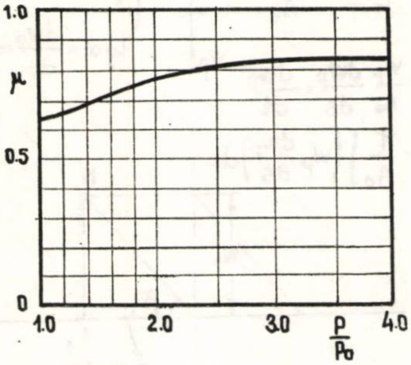


Fig. 16. Valorile coeficientului de debit μ pentru ferestre de evacuare (după Nusselt [2]).

Rezultatul integării este prezentat în diagrama din figura 18, care cuprinde :

— variația presiunii din cilindrul activ în funcție de poziția pistonului $p_a = f(x)$ pentru $p_A = 6$ bari și 8 bari ;

— variația presiunii din cilindrul de revenire în funcție de poziția pistonului (tamponul de aer) $p_r = f(x)$;

— variația vitezei pistonului pentru cele două presiuni p_A amintite mai sus în funcție de poziția acestuia.

Se observă că viteza crește în prima parte a etapei a IV-a, iar cînd forțele rezistente care acționează asupra pistonului depășesc pe cele active accelerația pistonului schimbă semnul, viteza scăzînd. Maximul vitezei corespunde unei anumite valori a abscisei x, respectiv unei poziții a pistonului, care este cu atît mai apropiată de punctul în care pistonul lovește sfredelul (care corespunde lui $x_{max} = 52$ mm pentru condiții normale de încărcare și alimentare) cu cît presiunea de alimentare este mai mare.

Energia de lovire maximă se obține evident atunci cînd pistonul are la ciocnire viteza maxim posibilă. Ar urma deci ca poziția pistonului în momentul ciocnirii să fie reglabilă corespunzător. Or, cum acest lucru nu este întotdeauna posibil apare obligatorie în mișcarea pistonului o anumită micșorare a vitezei sale, pînă în momentul ciocnirii. Această reducere a vitezei nu trebuie să fie însă prea pronunțată, deoarece este în detrimentul energiei de lovire. Din diagrama prezentată în figura 18 se observă că scăderea vitezei pistonului începe aproximativ atunci cînd presiunile din cilindrul activ și din cel de revenire sînt egale.

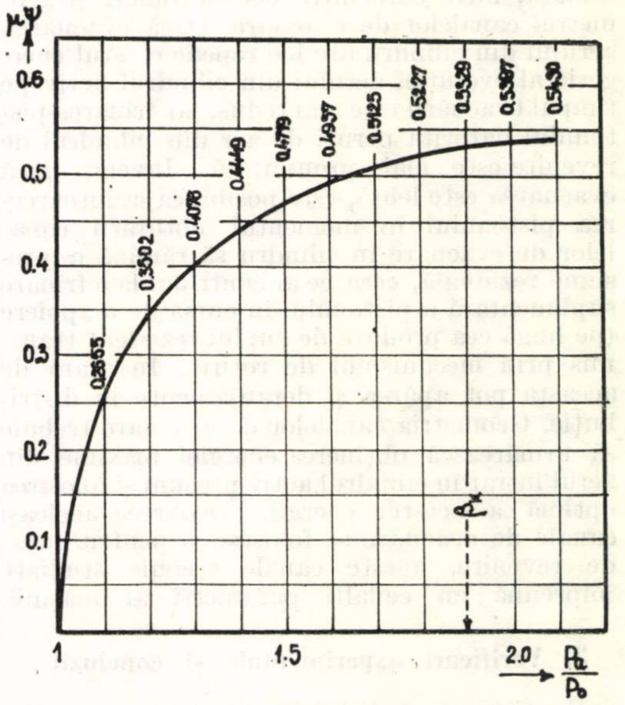


Fig. 17. Valorile produsului μ ψ pentru evacuarea gazului din cilindru (după Zeman [2]).

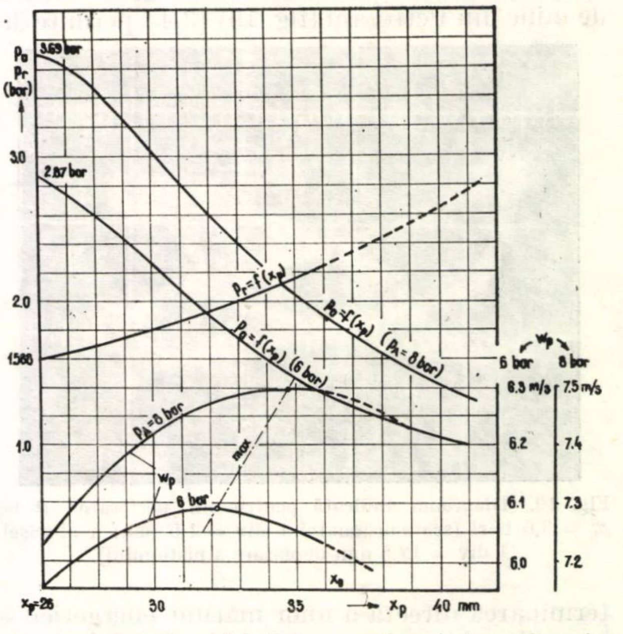


Fig. 18. Variația mărimilor mecanice și termodinamic aferente etapei de evacuare din motor.

Pentru obţinerea unei întîrzieri dirijate a acestei egalizări de presiune (care poate avea influenţă favorabilă în energetica maşinii), este necesară studierea mai multor factori de influenţă, între care intră necondiţionat şi geometria canalelor de evacuare. Dacă evacuarea aerului din cilindru are loc repede efectul energetic al evoluţiei aerului din cilindrul activ pe timpul evacuării este mai redus, iar frînarea pistonului datorită pernei de aer din cilindrul de revenire este mai pronunţată. Invers, dacă evacuarea este lentă, este posibil ca la întoarcerea pistonului în momentul obturării canalelor de evacuare în cilindru să rămînă o presiune reziduală, ceea ce ar contribui la o frînare suplimentară a pistonului în cursa de înapoiere (pe lîngă cea produsă de cuplul rezistent transmis prin mecanismul de rotire). În afară de aceasta pot apărea şi deranjamente în distribuţie. Geometria canalelor de evacuare trebuie să urmărească obţinerea energiei maxime din aerul intrat în cilindrul activ precum şi folosirea optimă a acestei energii. Deoarece aceleaşi canale de evacuare se folosesc şi pentru cursa de revenire, aceste canale trebuie studiate împreună cu ceilalţi parametri ai maşinii.

3. Verificări experimentale şi concluzii

Exprimarea analitică a variaţiei parametrilor mecanici şi termodinamici ai unui motor pneumatic fac posibilă aplicarea în munca de concepţie şi optimizare, a proiectării asistate de calculator. Relaţiile matematice stabilite în lucrare au fost verificate experimental, ajungînd la o concordanţă mulţumitoare, lucru care atestă valabilitatea ipotezelor admise. Diagrama indicată, ridicată experimental pe un stand special construit [în acest scop al Institutul de mine din Petroşani (fig. 19) [3,4], permite determinarea directă a unor mărimi energetice şi mecanice de mare importanţă în exploatarea maşinii :

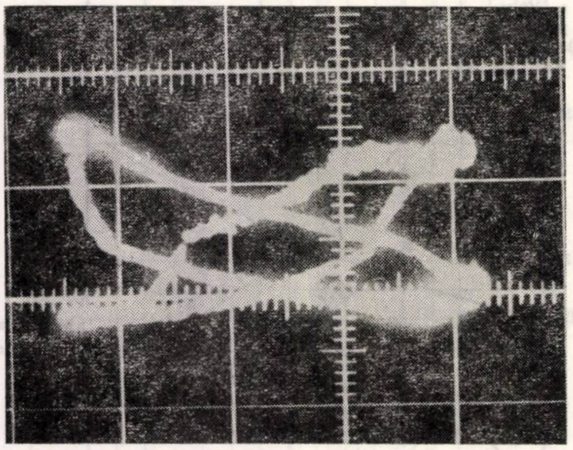


Fig. 19. Diagrama indicată pentru un perforator P 90, $p_a = 3{,}6$ bari (scara ordonatei 1 div = 1,5 bar ; a abscisei : 1 div = 12,5 mm deplasare a pistonului).

— lucrul mecanic de lovire ;
— frecvenţa mişcării pistonului ;
— viteza pistonului în momentul ciocnirii sculei etc.

Pentru determinarea practică a acestor mărimi, în diferitele puncte ale deplasării pistonului se desfăşoară diagrama indicată $p = f(s)$ (fig. 21 a). Cunoscînd suprafeţele S_a ale cilindrului activ şi S_r ale cilindrului de revenire, se determină forţele ce acţionează de o parte şi de alta a pistonului, din care se calculează apoi forţa rezultantă F_R în diferitele poziţii ale pistonului (fig. 21 b).

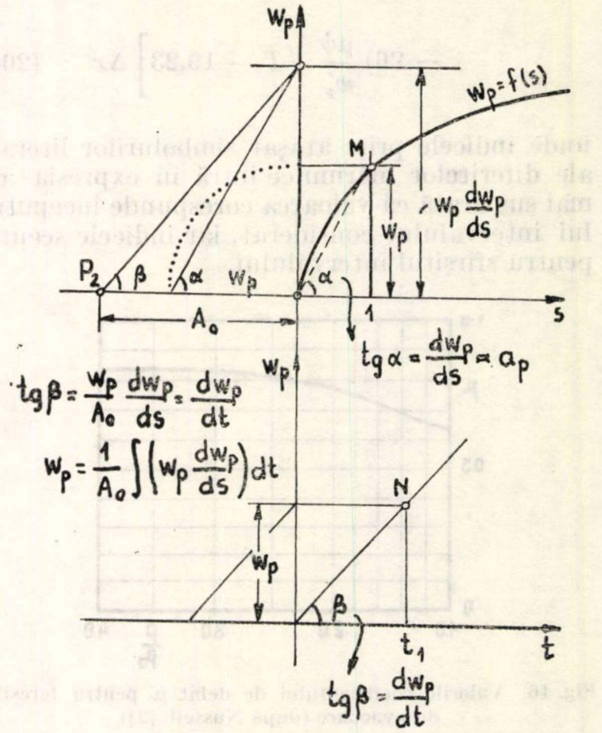

w_p
$w_p = f(s)$
M
$w_p \frac{dw_p}{ds}$
w_p
P_2
β
α
w_p
α
1
s
A_0
$tg\,\alpha = \frac{dw_p}{ds} = a_p$
w_p
$tg\,\beta = \frac{w_p}{A_0}\frac{dw_p}{ds} = \frac{dw_p}{dt}$
$w_p = \frac{1}{A_0}\int\left(w_p \frac{dw_p}{ds}\right)dt$
N
w_p
β
t_1
t
$tg\,\beta = \frac{dw_p}{dt}$

Fig. 20. Prelucrarea diagramei experimentale (fig. 19).

Pentru determinarea energiei cinetice a pistonului se face integrala :

$$I = \int_0^x F_R\, ds$$

Practic, se împarte abscisa pe porţiuni, calculînd pe acestea forţa medie. Alegînd o scară pentru valorile energiilor, se determină distanţa polară OP_1, după care se integrează, rezultînd variaţia energiei cinetice a pistonului $E_c = f(s)$ (fig. 21 c). Din diagrama $E_c = f(s)$ se poate determina şi energia de percuţie E_p a pistonului. Pentru aceasta se citeşte pe grafic ordonata E_p la abscisa x ce corespunde impactului piston-sfredel (care e bine stabilită din diagrama înregistrată fotografic). Trebuie să subliniem că acest procedeu de integrare se utilizează numai atunci cînd se urmăreşte determinarea variaţiei energiei cinetice a pistonului în timp. Dacă se caută determinarea doar a energiei de percuţie se poate proceda la o planimetrare a suprafeţelor din

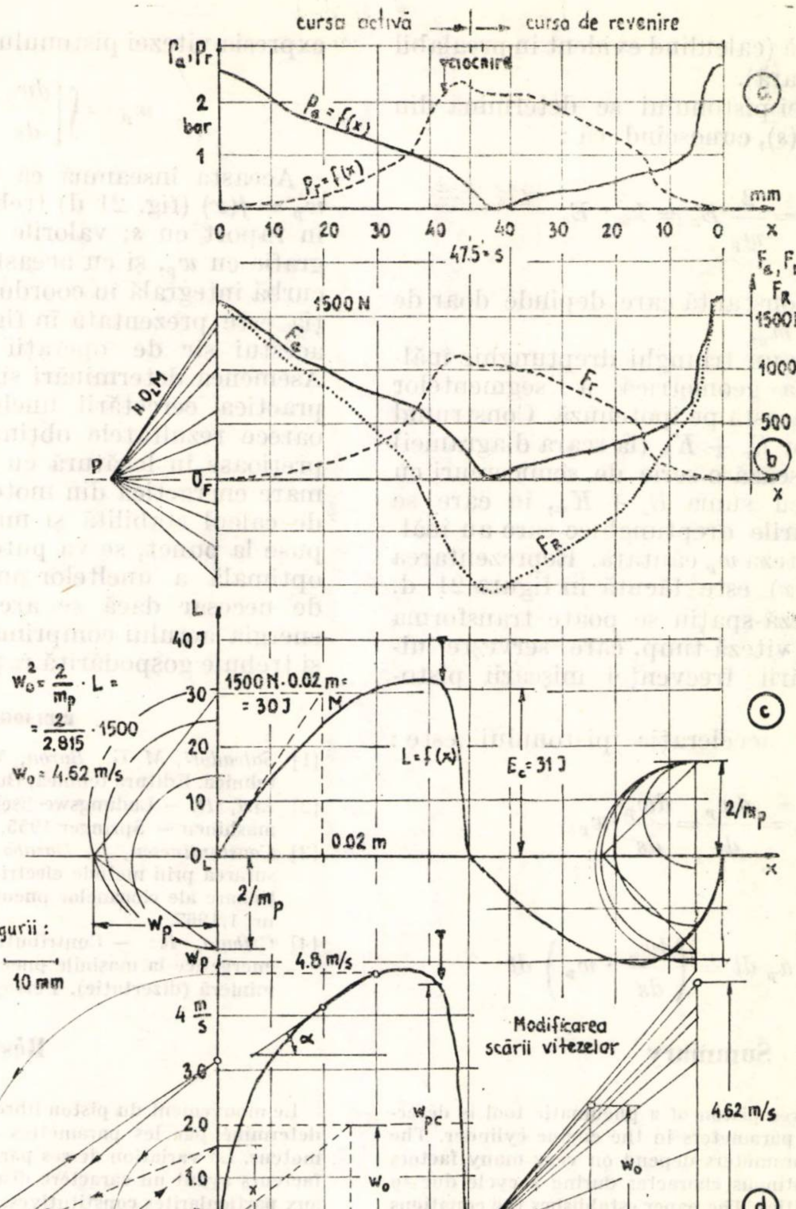

cursa activă
cursa de revenire
p_a, p_r
bar
2
1
$p_a = f(x)$
$p_r = f(x)$
a
mm
0
10
20
30
40
x
47.5 = s
F_a, F_r
F_R
1500 N
1500 N
1000
500
F_a
F_r
F_R
b
P
0_F
L
40 J
30
20
10
0_L
$W_0^2 = \frac{2}{m_p} \cdot L = \frac{2}{2.815} \cdot 1500$
$W_0 = 4.62$ m/s
1500 N · 0.02 m = 30 J
L = f(x)
$E_c = 31$ J
$2/m_p$
c
0.02 m
Scara figurii:
10 mm
4.8 m/s
4 m/s
3.0
α
β
Modificarea scării vitezelor
4.62 m/s
w_{pc}
w_0
w_p
d
$w_p = f(x)$
P_0
A_0
S_0
4.8 m/s
Determinarea distanței polare A_0
$w_0 = 2$ m/s ≙ 20 mm
$s_0 = 25$ mm ≙ 25 mm
$t_0 = 12.5$ ms ≙ 50 mm
$\frac{x}{w_0} = \frac{w_0}{s_0}$; $\frac{x}{w_0} = \frac{w_0}{t_0}$
$A_0 = \frac{w_0 t_0}{s_0} = \frac{20 \cdot 50}{25} = 40$ mm
w_p m/s
4.0
3.0
2.0
1.0
e
10
20
30
t
$t_a = 12.4$ ms
$t_r = 14.8$ ms
$w_p = f(t)$

Fig. 21. Transformarea diagramei $w_p = f(s)$ în $w_p = f(t)$.

diagrama indicată (calculînd evident în prealabil coeficienţii de scară).

Variaţia vitezei pistonului se determină din diagrama $E_c = f(s)$, cunoscînd că:

$$w_p^2 = \frac{2}{m_p} E_c = k_m \cdot E_c$$

unde K_m este o constantă care depinde doar de masa pistonului m_p.

Se ştie că într-un triunghi dreptunghic înălţimea este media geometrică a segmentelor determinate de acesta pe ipotenuză. Construind suma segmentelor $E_c + K_m$ (la scara diagramei) $E_c = f(s)$, se trasează o serie de semicercuri cu diametrul egal cu suma $E_c + K_m$, în care se înscriu triunghiurile dreptunghice care au înălţimea egală cu viteza w_p căutată. Reprezentarea funcţiei $w_p = f(x)$ este făcută în figura 21 d.

Diagrama viteză-spaţiu se poate transforma într-o diagramă viteză-timp, care serveşte ulterior determinării frecvenţei mişcării pistonului.

Cunoscînd că acceleraţia pistonului este:

$$a_p = \frac{dw_p}{dt} = \frac{dw_p}{ds} \cdot w_p$$

deci:

$$dw_p = a_p \, dt = \left(\frac{dw_p}{ds} \cdot w_p\right) dt$$

expresia vitezei pistonului în timp este dată de:

$$w_p = \int \left[\frac{dw_p}{ds} \cdot w_p\right] dt$$

Aceasta înseamnă că valorile din diagrama $w_p = f(x)$ (fig. 21 d) trebuie diferenţiate grafic în raport cu s, valorile obţinute se înmulţesc grafic cu w_p, şi cu aceasta trebuie construită o curbă integrală în coordonate $w_p - t$. Construcţia este prezentată în figura 21, iar rezultatele acestui şir de operaţii grafice în figura 20. Asemenea determinări sînt deosebit de utile în practica cercetării uneltelor pneumatice, deoarece rezultatele obţinute pot da informaţii preţioase în legătură cu procesele de transformare energetică din motor. Odată cu metodica de calcul stabilită şi mijloacele experimentale puse la punct, se va putea trece la proiectarea optimală a uneltelor pneumatice, lucru atît de necesar dacă se are în vedere faptul că energia aerului comprimat este foarte scumpă şi trebuie gospodărită raţional.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Salvadori, M. G., Baron, M. L.*: — Metode numerice în tehnică. Editura tehnică, Bucureşti, 1972.

[2] *List, H.* — Ladungswechsel bei Verbrennungs — kraftmashinen — Springer 1955.

[3] *Constantinescu, I., Darabont, Al*: — Stand pentru măsurarea prin metode electrice a caracteristicilor de funcţionare ale ciocanelor pneumatice. Metodologia aplicată, nr. 1/1967.

[4] *Czibula, R*: — Contribuţii la studiul transformărilor energetice la maşinile pneumatice cu piston în industria minieră (dizertaţie), Petroşani, 1975.

Summary

The motion of a free piston of a pneumatic tool is determined by the agent parameters in the engine cylinder. The variation of these parameters depend on very many factors and it is of a discontinous character during a cycle due to constructive peculiarities. The paper establishes the equations that express the variation of the piston kinematic parameters and of the compressed air thermodynamic parameters, dividing the active stroke (the impact one) of the piston into several distinctive stages. The theory is developed for the particular case of the P. 90 drill manufactured in our country.

Zusammenfassung

Die Bewegung des freischwebenden Kolbens eines Druckluft — Werkzeugs ist von den Stoffparametern in dem Motorzylinder bestimmt. Die Variation dieser Parameter hängt von sehr vielen Faktoren ab und hat einen diskontinuirlichen Charakter während des Zyklusdauers, wegen der Baubesonderheiten. Die Arbeit stellt die Gleichungen fest, die die Variation der kynematischen Parameter des Kolbens und die der thermodynamischen Parameter des Druckluftes ausdrücken, indem sie den aktiven Schlagweg des Kolbens in mehreren unterschiedlichen Abschnitten einteilt. Die Theorie wird für den konkreten Fall des in unserem Lande hergestellten P. 90 Lochers, entwickelt.

Résumé

Le mouvement du piston libre d'un outil pneumatique est determiné par les paramètres de l'agent des cylindres du moteur. La variation de ces paramètres dépend de nombreux facteurs ayant un caractère discontinu durant le cycle grâce aux particularités constitutives. L'ouvrage établit les équations qui expriment la variation des paramètres cinématiques du piston et de la thermodynamique de l'air comprimé en divisant la course active (de choc) du piston en plusieurs étapes distinctes. La théorie se développe pour le cas concret de la perforatrice P.90, produite en Roumanie.

Резюме

Движение свободного поршени одного пневматического орудия определёно параметрами средства из цилиндров двигателья. Перемена этих параметров зависит от многих коеффициентов и имеет прерывное свойство на длительность цикла вследствие особенностьям строения. Сооружение определяет уравнения которые выражают перемену кинематических и термодинамических параметров сжатого воздуха, делившись главное движение (ход удара) поршени в многие ясные етатпы.

Теория развивается для конкретного случая перфоратора Р. 90, производимый в нашеи стране.

CZ: 622.673.1

Determinarea eforturilor unitare reale în axul unei mașini de extracție

L. BARTH – Centrul de cercetări și proiectări pentru utilaj minier și de transport continuu – „CEPROM” – Satu-Mare

1. Introducere

Mașinile de extracție sînt utilaje cheie în majoritatea minelor, de funcționarea lor sigură depinzînd transportul de material și de persoane. Axul mașinii, care poate fi considerat organul principal, este supus unor solicitări complexe, avînd componente statice și dinamice. Forțele statice pot fi calculate pe cale teoretică cu aproximație destul de bună, iar din ele se pot deduce eforturile unitare din diferitele secțiuni ale axului. Determinarea pe cale teoretică a forțelor dinamice și a eforturilor unitare cauzate de ele este foarte greoaie și nu poate fi realizată cu aproximație satisfăcătoare. Cunoașterea eforturilor unitare în diferite secțiuni ale axului cu tobe în timpul funcționării mașinii prezintă importanță pentru determinarea coeficientului de siguranță real al axului. Apare deci evidentă necesitatea determinării experimentale a solicitărilor reale în diferite secțiuni ale axului mașinilor de extracție. Această lucrare prezintă rezultatele determinărilor efectuate de Laboratorul de cercetări din cadrul Centrului de cercetări și proiectări pentru utilaj minier și de transport continuu (CEPROM) din Satu-Mare, pe o mașină de extracție „tip „LONEA”, fabricație „UNIO”. Pentru determinarea experimentală a eforturilor unitare reale s-a folosit metoda **tensiometriei electrice.**

2. Partea experimentală

În timpul încercărilor mașina de extracție studiată a deservit un puț de 222 m, iar sarcina a fost constituită de o contragreutate de 1500 kg din fontă pe tamburul 1 (*T*1 din fig. 1) și o colivie cu greutatea proprie de 1350 kg pe tamburul *T*2. Cablul înfășurat pe ambele tambure a avut lungimea de 300 m și masa de 575 kg. În timpul încercărilor sarcina utilă a fost constituită de un vagonet de 1000 de litri umplut cu steril (masa totală de aproximativ 2200 kg). In figura 1 se prezintă schematic această mașină cu indicarea secțiunilor în care s-au aplicat mărcile tensiometrice.

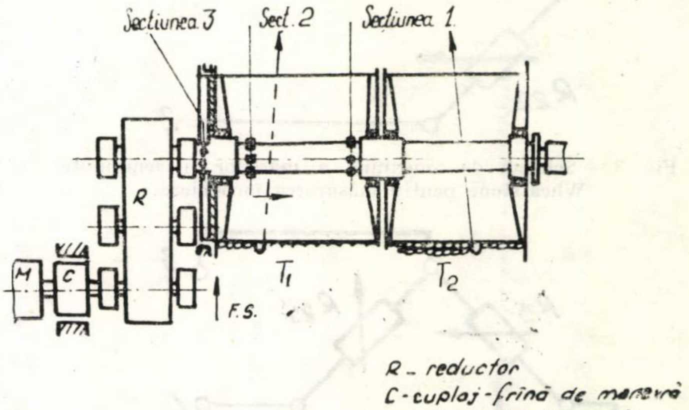


Fig. 1. — Amplasarea mărcilor tensiometrice pe axul mașinii de extracție.

În secțiunea întîi s-a determinat încovoierea, în secțiunea a doua încovoierea și răsucirea, iar în secțiunea doua răsucirea, care este de fapt și momentul de ieșire din reductor. Amplasarea mărcilor în secțiunea a treia este prezentă în figura 2.

Pentru determinarea eforturilor de încovoiere s-au folosit mărci simple tip PR 9833 K/06 FE-120,0–2,00 de fabricație „Philips”, legate în semipunte cu două braţe active (mărcile 21 şi 22, respectiv 23 şi 24), conform figurii 3.

Solicitarea de răsucire s-a determinat cu două rozete de 90° tip PR 9840 K/10 FE 119,5 – 1,99 de fabricaţie „Philips" legate de puncte Wheatstone cu patru ramuri active (fig. 4.).

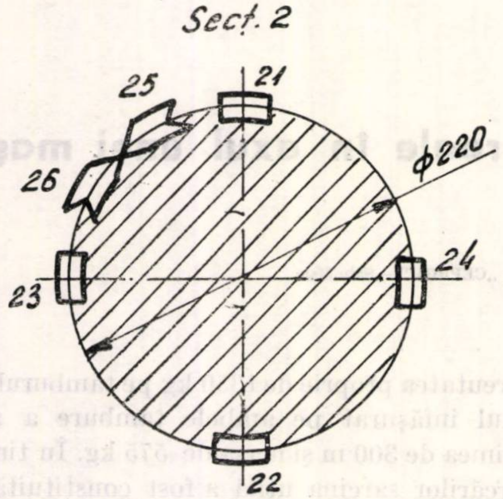


Fig. 2 – Secţiune în axul maşinii de extracţie şi amplasarea mărcilor.

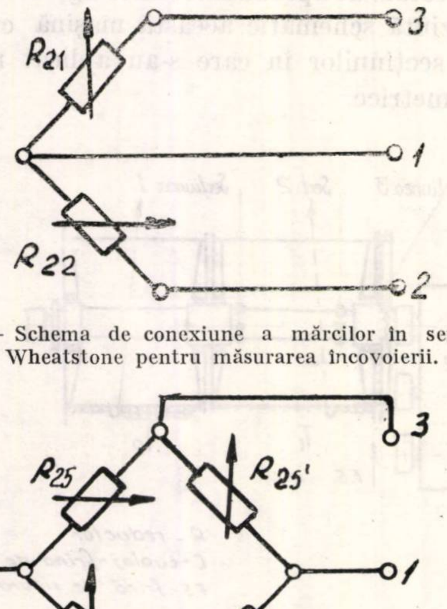


Fig. 3 – Schema de conexiune a mărcilor în semipunte Wheatstone pentru măsurarea încovoierii.

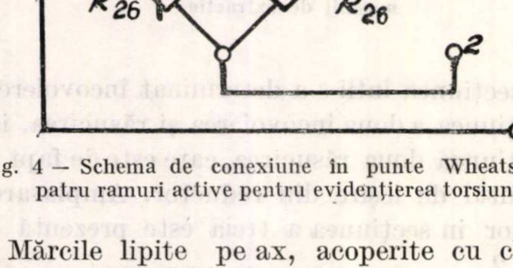


Fig. 4 – Schema de conexiune în punte Wheatstone cu patru ramuri active pentru evidenţierea torsiunii.

Mărcile lipite pe ax, acoperite cu chit de protecţie, se văd în figura 5.

Pentru măsurători s-a folosit un amplificator de măsură cu şase canale tip KWS-6E/5 de fabricaţie HBM.

Avînd în vedere caracterul dinamic al proceselor urmărite, citirea directă a fost imposibilă, fiind nevoie de folosirea unui înregistrator. S-a folosit un înregistrator cu spot UV tip VISICORDER 1706 cu şase canale, cu lăţimea benzii de 120 mm de fabricaţie „Honeywell" (fig. 6)

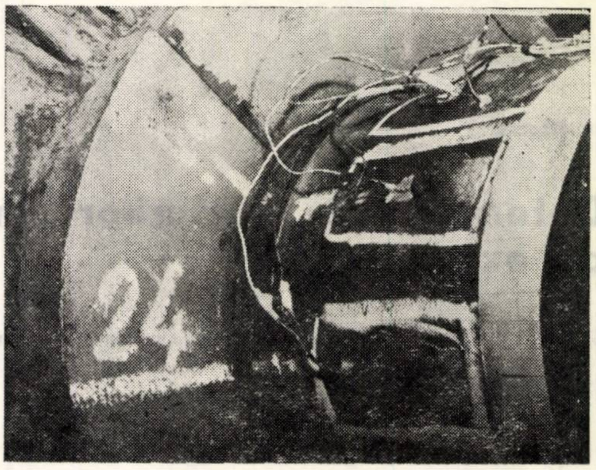


Fig. 5 – Mărcile lipite pe ax după aplicarea chitului de protecţie

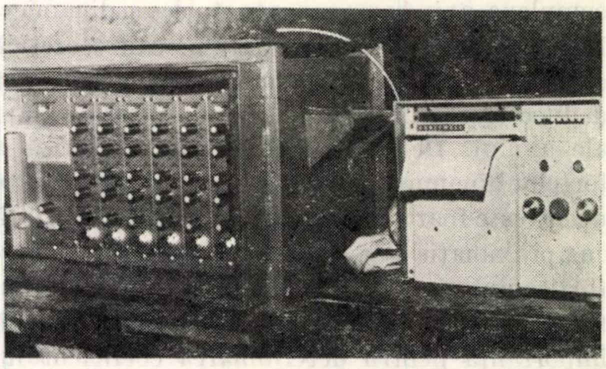


Fig. 6 – Amplificatorul de măsură şi înregistratorul cu spot UV utilizat la măsurători.

O problemă deosebită o prezintă alegerea situaţiilor pentru diferite secţiuni care pot fi considerate ca poziţie zero pentru echilibrarea punţii Wheatstone (stare fără efort în secţiunea aleasă). Pentru secţiunile întîi şi a doua puntea s-a echilibrat cu colivia la orizontul de –190 m, iar pentru secţiunea a treia echilibrarea s-a făcut cu colivia goală la –158 m şi contragreutatea la –58, situaţie în care contragreutatea şi 58 m de cablu, respectiv colivia goală şi 158 m de cablu, se compensează reciproc, deci axul nu este solicitat la torsiune.

3. Rezultatele şi interpretarea lor

Cu înregistratorul cu spot UV s-au trasat curbele de variaţie ale eforturilor unitare atît la mers uniform cît şi la procesele tranzitorii (pornirea şi frînarea), iar pe baza acestor diagrame s-au calculat valorile numerice ale eforturilor unitare în locul de amplasare al mărcilor.

Pentru calcul s-a folosit relația:

$$\varepsilon' = \frac{1}{n} x \frac{k}{k'} x \varepsilon \qquad (1)$$

unde:

ε' este deformația specifică reală (m/m);
ε — deformația citită pe diagramă, corespunzătoare unei deplasări x (cm) ale spotului UV(vezi formula 2);
n — numărul mărcilor active din puncte;
$k=2$ — factorul de sensibilitate al mărcii la care s-a făcut calibrarea lanțului de măsură;
k' — factorul de sensibilitate real al mărcii.

$$\varepsilon = \frac{\varepsilon_{cal} x X}{X_{cal}} x \frac{Att}{Att_{cal}} \qquad (2)$$

unde: ε_{cal} este valoarea semnalului de calibrare (m/m);
X_{cal} — deviația spotului corespunzătoare semnalului de calibrare (cm);
Att_{cal} — atenuatorul utilizat la calibrare;
Att — atenuatorul utilizat la înregistrare;

Efortul unitar normal este dat de relația:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon'. \qquad (3)$$

unde:
$E = 2{,}1 \cdot 10^2$ daN/cm² (modulul de elasticitate normal al materialului).

Efortul unitar tangențial

$$\tau = 2\, G\, x \varepsilon' \qquad (4)$$

unde: $G = 83\, x\, 10^4$ daN/cm² reprezintă modulul de elasticitate tangențial.

În tabelul 1 se prezintă valorile maxime pentru σ și τ, care au apărut în cursul încercărilor, indicîndu-se totodată și regimul în care au apărut.

Tabelul 1

Nr. Crt.	Mărci	Secțiunea	(μ/m)	(daN/cm²)	daN/cm²	Regim
1.	11+12	1	200	218,73	0	Coborîrea sarcinii
2.	21+22	2	240	252	0	Coborîrea sarcinii
3.	23+24	2	250	262	0	Coborîrea sarcinii
4.	25+26	2	550	0	239	Frînare la coborîrea sarcinii
5.	31+32	3	1000	261,7	234	Frînare bruscă la coborîrea sarcinii

Analiza diagramelor și a rezultatelor calculate arată că:

— Incovoierea în secțiunea întîi și a doua are o variație neglijabilă în funcție de adîncime și nici procesele tranzitorii (pornire sau frînare bruscă) nu produc vîrfuri de tensiune.

— În secțiunea doua a axului momentul de torsiune în timpul funcționării cu o viteză uniformă prezintă oscilații în jurul unei valori medii, valoare care crește continuu odată cu creșterea adîncimii de extracție, datorită creșterii greutății cablului din puț. La procesele dinamice (frînări puternice) solicitările prezintă niște vîrfuri, coeficientul dinamic fiind $K_{din} = 2$, adică $\tau_{din} = 2\tau_{stat}$.

Oscilațiile eforturilor unitare la funcționarea cu viteză uniformă se datoresc în primul rînd elasticității cablului:

În secțiunea a treia apar vîrfuri mari de solicitări la frînare bruscă cu frîna de manevră, din cauza inerției mari a axului cu tobe. Efortul unitar dinamic la aceste procese dinamice poate să depășească de 3,9 ori efortul static produs de introducerea vagonetului încărcat în colivie. Pentru micșorarea eforturilor dinamice s-a propus ca la modernizarea mașinii de extracție „LONEA" să se prevadă o frînă de manevră, care să acționeze asupra ambilor tamburi.

Porțiuni caracteristice din diagramele trasate sînt prezentate în figurile 7, 8 și 9.

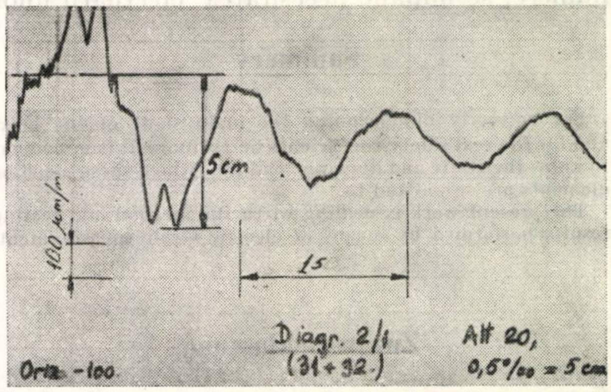


Fig. 7 — Diagrama efortului de torsiune în secțiunea a treia la frînare bruscă în cursa de ridicare a sarcinii.

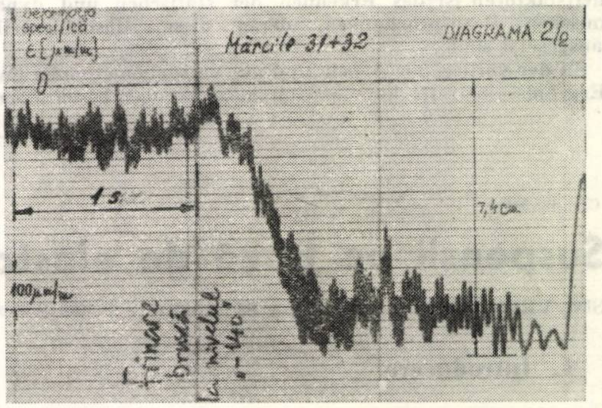


Fig. 8 — Variația efortului de torsiune în secțiunea a treia, la frînare bruscă în timpul coborîrii sarcinii.

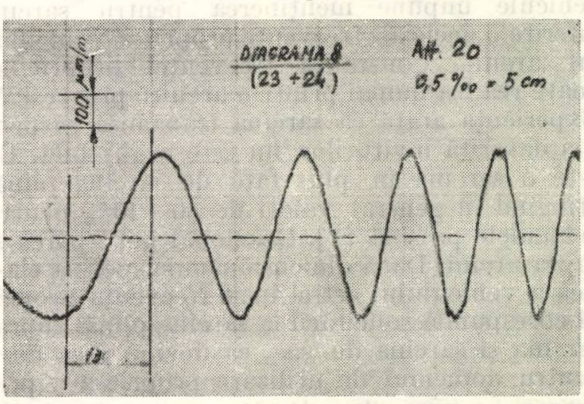


Fig. 9 — Oscilograma efortului de încovoiere în secțiunea a doua (fragment).

4. Concluzii

Măsurătorile tensometrice efectuate au făcut posibilă determinarea solicitărilor dinamice reale care apar în axul maşinilor de extracţie. Pe baza măsurătorilor s-a putut reevalua coeficientul dinamic al solicitărilor mecanice şi s-a adoptat pentru solicitări de torsiune valoarea $k_{dint} = 3,9$, iar pentru solicitări de încovoiere $k_{dini} = 1,35$, faţă de coeficientul dinamic acceptat în literatura de specialitate ea fiind de $k_{din} = 1,2 - 1,5$. Avînd în vedere importanţa cunoaşterii solicitărilor dinamice reale în organele principale puternic solicitate ale maşinilor miniere, se impune necesitatea efectuării unor măsurători tensometrice asemănătoare şi la alte grupuri de utilaje, cum sînt maşinile de încărcat, locomotivele şi troliile miniere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Eulermann, L.*: Grundlage der DMS-Technik, Berlin 1973.

[2] *Hoffmann, K.*: Der Dehunngsmessstreifen, (DMS), ein universelles Hilfsmittel der experimentellen Spahnungsanalyse, Darmstadt 1973.

[3] *Heckel, W.*: Verfahren zur Darstellung statischer und dynamisch sich ändernder Spanungzustände im (HBM Messtechnische Briefe), 1967, Heft 1, pag. 2–6.

[4] *Boldizsár, J.*: Bányászati — zsebkönyv, Vol. II, 1967, Budapesta.

[5] *Buzdugan, I.*: Rezistenţa materialelor, 1972, Bucureşti.

Summary

For correctly dimensioning the main shaft of the hoist and for the real safety coefficients determining it is important to know the static and dynamic loadings, which these machine elements are submitted to.

The present work is dealing witth the method and testing results performed by means of electric strain measurement.

Zusammenfassung

Von Bedeutung für die genaue Bemessung der Fördermaschinenhauptweller und zur Bestimmung der realen Sicherheitsfaktoren ist das Erkennen der statischen und dynamischen Beanspruchungen, deren diese Maschinenteile ausgesetst sind.

In der vorliegende Arbeit sind die Versuchomethoden und Ergebnisse betreffs der Verspannungsmessungen beschrieben.

Résumé

Pour établir correctement les dimensions des axes principaux des engins d'extraction, il faut determiner extractement le coefficient de sécurité réel.

À ce but il faut connaître avec exactitude les sollicitations — statiques et dynamiques — auxquelles sont soumises les organes des engins. Dans cet article on présente la méthode et les résultats obtenus lors des essais effectués par tensométrie électrique.

Резюме

Для правильного определения размеров основных валов подъемных машин очень важно значение реальных и унитарных усилий при статическом и динамическом режимах.

В настоящей работе представленны методы и результаты производимых испытаний при помощи электрической тензометрии.

CZ: 622.647

Suspensii pe bază de elastomeri pentru vehicule miniere

Stw. VELICSEK; I. VARGA; St. BENEDEK – Centrul de cercetări şi proiectări pentru utilaj minier şi de transport continuu –„CEPROM"–Satu-Mare

1. Introducere

Realizarea unui grad de confort pentru vehicule impune menţinerea pentru sarcini diferite a aceleiaşi frecvenţe proprii a vehiculului arcuit. Constanţa frecvenţei proprii se poate realiza numai printr-o arcuire progresivă. Experienţa arată că sarcina transmisă suspensiei datorită loviturilor nu este neglijabilă. Ea este o sarcină în plus faţă de sarcina plină, atingînd în general valori de 30–40% pentru vehiculele pe şină [1]. Ocazional pot apărea şi suprasarcini. Dacă dimensionăm suspensia elastică a vehiculului astfel încît frecvenţa proprie să corespundă solicitării la sarcina plină, suprasarcina şi sarcina de şoc, ea devine prea dură pentru domeniul de utilizare propriu-zis, prin urmare suspensiile elastice cu caracteristica liniară nu corespund în acest caz, ele fiind înlocuite cu suspensii avînd caracteristici de arcuire progresivă. Din această din urmă categorie fac parte suspensiile elastice pe bază de elastomeri. Marile firme constructoare de material rulant („BBC", „Fiat", „ASEA") introduc din ce în ce mai mult în locul suspensiilor de tip construcţie metalică elemente de suspensie-amortizare executate din elastomeri. Aceste suspensii prezintă o serie de avantaje faţă de suspensiile clasice metalice, cum ar fi:

- materiale mai ieftine;
- gabarit şi greutate mult mai reduse;
- metode simple de confecţionare;
- preţ de cost redus;
- amortizare similară amortizoarelor hidraulice;
- priorităţi de amortizare mai bune (ele se deformează la orice mărime a formaţiei);
- izotropie de amortizare (preiau solicitări din diferite direcţii caracter universal);
- durabilitate;
- posibilităţi de reglare simplă a elasticităţii.

Din păcate, pe lîngă aceste avantaje arcurile de cauciuc au şi dezavantajul că alegerea materialului, alegerea tipului constructiv, alegerea tehnologiei de fabricaţie, punerea la punct a unei tehnologii de fixare-îmbinare, calculul şi proiectarea elementului elastic, sînt domenii noi pentru specialiştii din construcţia de maşini, implicînd probleme complexe de inginerie mecanică şi chimie macromoleculară.

La rîndul ei fiabilitatea produsului depinde în mod hotărîtor de natura elastomerului, de calitatea prelucrării şi de concepţia inginerească (factorul de formă are o importanţă deosebită).

În ceea ce priveşte materialul, acesta trebuie să fie un elastomer cu o duritate izotropă, cu modul de elasticitate constant în timp, cu rezistenţă chimică şi rezistenţă la îmbătrînire. Pentru obţinerea unor caracteristici optime şi evitarea unor solicitări mari şi a tasării elementelor de cauciuc, este necesar ca volumul acestora să fie suficient de mare. Alegerea adecvată a tipului constructiv se poate realiza numai în măsura în care există o gamă largă de tipuri şi variante constructive de suspensii din elastomeri, fundamentate teoretic şi verificate practic. Din păcate, datele din literatură sînt rezumative şi reduse la număr. Arcurile de fabricaţie străină care s-au dovedit a fi utilizabile practic şi şi-au dobîndit o răspîndire largă sînt produse ale unor mari firme specializate în confecţionarea articolelor tehnice de cauciuc şi sînt destinate în special vehiculelor de cale ferată de mare viteză. Perfecţionarea funcţională, îmbunătăţirea caracteristicilor de rulare şi a fiabilităţii locomotivelor de mină fabricate în ţară (la Întreprinderea „UNIO-din Satu Mare) au impus experimentarea şi introducerea arcurilor de cauciuc şi în construcţia acestora. În prezent două tipuri de locomotive de mină (de 7 şi 14 t) fabricate de Întreprinderea „UNIO" sînt înzestrate cu arcuri de cauciuc. Aceste suspensii de fabricaţie „Phoenix" (R.F.G.) sînt elemente metal-cauciuc, aşezate sub unghi faţă de direcţia sarcinii, pentru preluarea solicitărilor axiale-radiale. În vederea înlocuirii acestor suspensii cu arcuri de cauciuc de fabricaţie indigenă şi a dezvoltării unei familii de arcuri pe bază de elastomeri care să se utilizeze la vehiculele miniere de diferite tipuri, CEPROM a elaborat o construcţie originală [2]. Elaborarea şi testarea acestei suspensii pe bază de elastomeri a prezentat probleme deosebite, ţinînd seama de faptul că în ţară arcuri de cauciuc nu se fabrică. Cercetările abordate de alte întreprinderi în această direcţie vizează elaborarea unor blocuri de amortizare care se folosesc în combinaţie cu arcurile metalice, la vehicule de alt tip.

În cazul acesta cercetarea are drept scop ca după elaborarea şi aplicarea în practică a suspensiei experimentale de concepţie proprie şi stabilirea fiabilităţii ei să analizeze influenţa acesteia asupra fiabilităţii vehiculului, asupra fiabilităţii elementelor de rulare (în special rulmenţi), să stabilească măsura în care introducerea arcului de cauciuc îmbunătăţeşte caracteristicile de rulare, gradul de confort şi de amortizare a vibraţiilor şi şocurilor.

Această lucrare constituie rezumatul testării suspensiei elastice pe bază de elastomeri (arc de cauciuc) de concepţie CEPROM [2], comparativ cu suspensiile metalice şi pe bază de elastomeri cunoscute. S-a elaborat o suspensie pe bază de elastomeri (arc de cauciuc, cu o săgeată statică de 1 cm/1600 kgf) pentru o locomotivă diesel de mină de tip LDM—45N. Suspensia a fost supusă încercărilor de laborator şi în anduranţă, urmînd să se examineze proprietăţile funcţionale ale acesteia.

2. Partea experimentală

Au fost testate următoarele suspensii:

— suspensie metalică de tip lamelar (arc cu foi) pentru locomotiva de 7 t (în continuare se va nota cu M);

— suspensie pe bază de elastomeri (arc de cauciuc) de concepţie CEPROM (în continuare se va nota cu C);

— suspensie pe bază de elastomeri (arc de cauciuc) de fabricaţie „Phoenix" Gummiwerke-Hamburg — R. F. G., tip 732/259 (în continuare se va nota cu S).

Caracteristicile de elasticitate al esuspensiilor s-au determinat utilizînd accelerometrul şi traductorul de deplasare de fabricaţie HBM tip 4332, respectiv W 10K — R.F.G. Traductoarele s-au montat pe scaunul mecanicului de locomotivă, respectiv pe şasiu şi pe ax (fig. 1 şi 2) şi s-au folosit în conexiune cu amplificatoarele de măsură HBM, iar rezultatele măsurătorilor s-au înregistrat magnetic şi pe oscilograf (vezi schema bloc din figura 3).

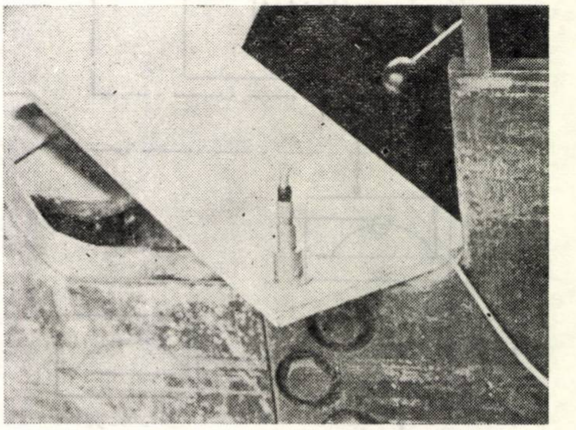


Fig. 1. Amplasarea traductoarelor în cabina locomotivei.

S-a trasat oscilograma vibraţiilor, folosind filtre de frecvenţă 4, 8, 16, 30, 60, 120 de tipul **trece-jos**, ţinînd seama de faptul că frecvenţele reduse de ordinul 1—1,7 Hz influenţează favorabil factorul de confort [3], filtrul de frecvenţă minimă utilizat a fost de 4 Hz. Domeniul de frecvenţă testat a fost în concordanţă cu cel propus de ISO. Aparatura de calcul utilizată la analiza spectrelor de vibraţii a fost de tipul „Hewlett-Packard” configuraţia 9820A. Încercările de laborator s-au efectuat utilizînd maşina de încercat la tracţiune compresiune şi vibraţii de 40 t de fabricaţie „Werkstoffprüfmaschine-Leipzig—R.D.G. de tipul ZD40Pn.

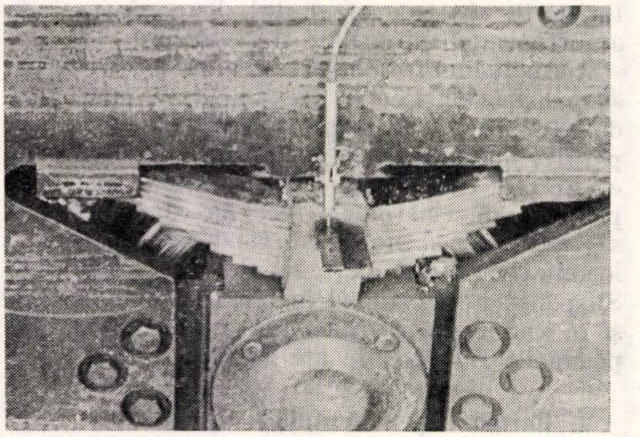


Fig. 2. Amplasarea traductoarelor pe şasiu.

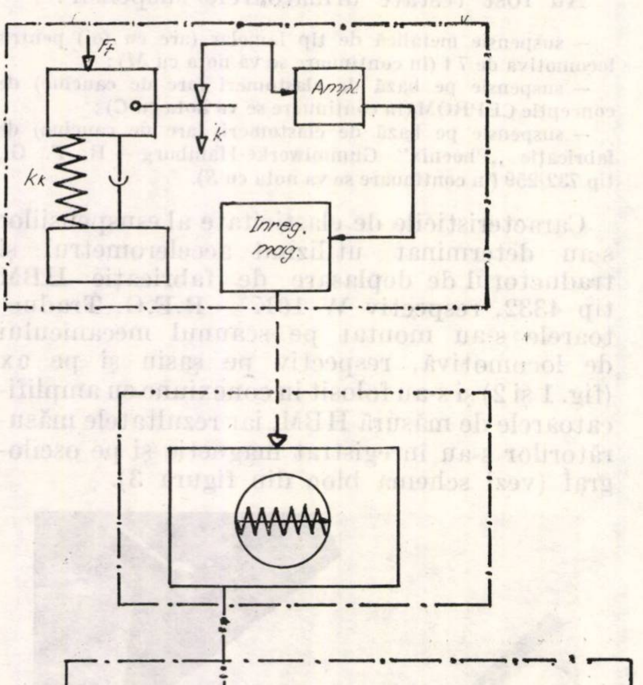


Fig. 3. Schema-bloc a preluării şi prelucrării semnalelor.

3. Rezultate şi discuţii

Pentru caracterizarea suspensiei am examinat modul în care utilizarea unor parametri cum ar fi săgeata statică, săgeata dinamică, coeficientul de amortizare, coeficientul de confort, pot să constituie criteriul real al testării suspensiei, analizînd totodată comparativ în ce măsură arcul experimental prezintă caracteristici similare sau mai bune decît suspensiile folosite în prezent.

3.1. *Săgeata statică*

Săgeata statică, adică valoarea deformaţiei pentru o solicitare statică (de obicei pentru cea nominală), se determină prin trasarea diagramei sarcină-deformaţie.

Beneficiarul dispus să-şi înzestreze vehiculul cu un anumit tip de suspensie elastică nu cunoaşte de obicei decît valoarea săgeţii statice (a poziţiei medii faţă de care şasiul vehiculului se deplasează) drept caracteristică de bază. În locul săgeţii statice se foloseşte cîteodată noţiunea de **coeficient de elasticitate** sau **constantă de elasticitate** în sens vertical, longitudinal sau lateral, exprimat de obicei în kgf/cm. Pentru elementele elastice de cauciuc de forme diferite, confecţionate pe baza reţetelor de cauciuc tot diferite, aşezate sub unghiuri diferite faţă de direcţia de solicitare, diagrama sarcină-deformaţie diferă şi ea în practica curentă. Această diagramă se trasează pentru elemente de cauciuc de un anumit tip, confecţionate din acelaşi material dar cu durităţi diferite şi cu unghiuri de solicitare diferite, obţinîndu-se o diagramă complexă sarcină-deformaţie. Beneficiarul alege din domeniul de valori ale săgeţii (delimitat de aria fasciculului, de curba sarcină-deformaţie), conform valorii prescrise a săgeţii statice, arcul de cauciuc corespunzător. Pentru analiza comparativă a mai multor suspensii impuse pentru acelaşi scop determinarea săgeţii statice şi compararea ei cu valoarea prescrisă este un criteriu eliminatoriu. În figura 4 se prezintă drept exemplificare diagrama sarcină-deformaţie pentru arcurile de cauciuc experimentale, comparativ cu cea pentru cele metalice existente, ale căror înlocuire s-a propus, iar tabelul 1 prezintă valoarea constantelor de elasticitate pe verticală.

Analiza datelor din figura 4, respectiv din tabelul 1, arată că arcul de cauciuc experimental de tip C, de 60 Shore, are valoare apropiată a săgeţii statice (pentru sarcina nominală de 1600 kgf) de cea propusă, prin urmare corespunde scopului privind înlocuirea arcului metalic lamelar. În timpul funcţionării, sub influenţa vibraţiilor şasiul locomotivei descrie o mişcare pe verticala (în sus şi în jos) faţă de linia de bază stabilită prin săgeata statică. Prin urmare, pentru alegerea corectă a unei suspensii trebuie cunoscute şi valorile amplitudinilor dinamice faţă de linia de bază. Valoarea acestor amplitudini vă depinde de caracteristicile suspensiei, de măsura în care aceasta absoarbe sau amortizează energia vibraţiilor. Pentru caracterizarea acestei mărimi se folosesc noţiunile de **coeficient de amortizare, coeficient de confort** şi **săgeată dinamică.**

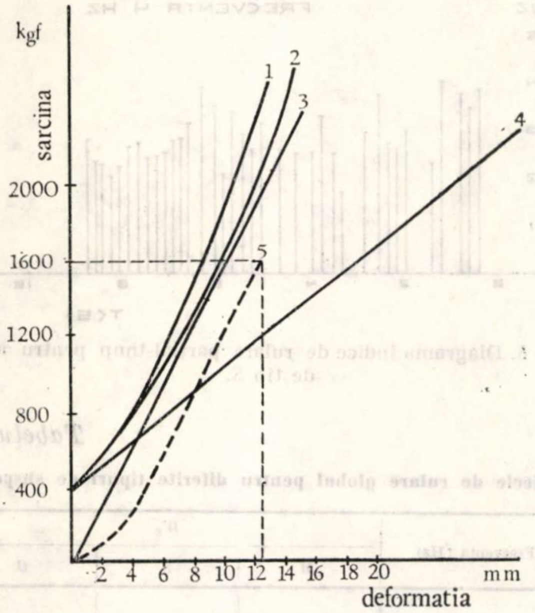


Fig. 4. Diagrama sarcină-deformaţie pentru diferite tipuri de suspensie.

1, 2, 4 – arcuri de cauciuc de diferite forme (2 – arc *C*); 3 – arc metal – cauciuc; 5 – arc metalic.

Tabelul 1

Constante de elasticitate pentru tipuri diferite de suspensii

Tip de suspensie	*M*	*S*	*C*
Const. de elasticitate	1600 kgf/cm	2050 kgf/cm	1335 kgf/cm

3.2. Coeficientul de amortizare

Literatura arată că pentru elementele de amortizare de cauciuc se poate utiliza drept criteriu al calităţii funcţionale coeficientul de amortizare după ecuaţia standard [4]

$$M\frac{d^2x}{dt^2} + C\frac{dx}{dt} + Kx = F \sin \omega t \qquad (1)$$

unde:

M este masa excitată (FT^2/L);
C – coeficientul de amortizare (FT/L);
K – constanta arcului (F/L)
x – deplasarea (L);
$\frac{dx}{dt}$ – viteza deplasării (L/T);
$\frac{d^2x}{dt^2}$ – acceleraţia (L/T^2);
F – forţa transmisă (F)
ω – frecvenţa de solicitare (C/T)

Prin neglijarea masei arcului relaţia se simplifică astfel:

$$F_t = C\frac{dx}{dt} + Kx. \qquad (2)$$

Această relaţie permite calculul coeficientului de amortizare, domeniul de măsură utilizat de noi fiind cel recomandat de literatură. Cunoscînd constanta arcului şi valoarea F_t şi măsurînd valorile deplasării, s-a calculat coeficientul de amortizare C pentru cele trei tipuri de arc M, S şi C. Figura 5 prezintă o secvenţă caracteristică din diagrama deplasare-timp, iar figura 6 dă comparativ valoarea coeficienţilor de amortizare pentru cele trei tipuri de arc testate.

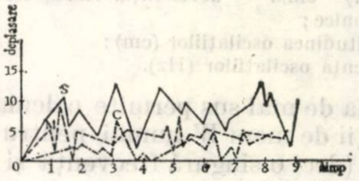


Fig. 5. Diagrama deplasare-timp pentru cele trei tipuri de suspensii testate.

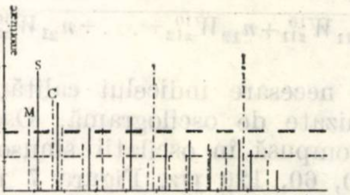


Fig. 6. Diagrama coeficient de amortizare-timp pentru cele trei tipuri de suspensii.

Tabelul 2

Coeficienţi de amortizare pentru tipuri diferite de suspensii

Tip de suspensie	*M*	*S*	*C*
Coef. mediu de amortizare	1,11	1,90	1,94

Analiza datelor din figurile 5 şi 6 şi tabelul 2 arată că arcul de cauciuc de tip *C* construit tot din cauciuc posedă coeficienţi de amortizare mai buni decît arcurile de tip *S* şi *M*. Totodată se constată cum coeficientul de amortizare propus iniţial şi utilizat pentru autovehicule conform literaturii [4] poate servi şi la caracterizarea funcţională a suspensiilor locomotivelor miniere. Cercetarea are drept sarcină să stabilească valorile absolute etalon ale acestui coeficient, pentru a permite caracterizarea exactă a calităţii de rulare.

3.3 Coeficientul de confort

Pe baza experienţelor fiziologice, Sperling [4] a stabilit că la diferite vibraţii de amplitudine şi frecvenţă a oscilaţiilor sinusoidale există o curbă de senzaţii egale. Calitatea de mers a vehiculului este determinată de produsul dintre energie şi impulsul oscilaţiilor.

Pentru aprecierea calităţii de rulare pe baza cercetărilor s-a dedus relaţia:

$$W_z = 0{,}896 \sqrt[10]{b^3 f^{-1} F(f)} \tag{3}$$

unde:

W este indicele calităţii de mers;

F (f) — un coeficient care ţine seama de influenţa frecvenţei asupra corpului omenesc; valorile acestui factor se dau tabelate separat [5] pentru oscilaţii verticale sau orizontale, în funcţie de frecvenţa vibraţiilor;

$b = a(2\pi f)^2$ cm/s^2 — acceleraţia vibraţiilor în cazul oscilaţiilor armonice;

a — amplitudinea oscilaţiilor (cm);

f — frecvenţa oscilaţiilor (Hz).

Formula de mai sus permite calcularea indicelui calităţii de mers *W* numai pentru o oscilaţie armonică (deci o singură frecvenţă şi respectiv o singură perioadă).

Indicele global al calităţii de mers (coeficientul de confort) se determină cu relaţia:

$$W_{zg} = \sqrt[10]{n_{11} W_{z11}^{10} + n_{12} W_{z12}^{10} + \ldots + n_{21} W_{z21}^{10} + \ldots + n_{ij} W_{zij}^{10}}$$

Datele necesare indicelui calităţii de mers sînt furnizate de oscilogramă. Oscilograma a fost descompusă în oscilaţii sinusoidale de 4, 8, 16, 30, 60, 120 Hz. Figura 7 reprezintă o secvenţă dintr-o oscilogramă tipică nedescompusă, precum şi oscilogramele **filtrate**.

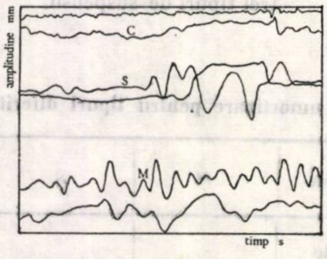


Fig. 7. Oscilograma tipică pentru arcul de tip *C*, *S* şi *M*.

Cu ajutorul relaţiei (3) s-a calculat indicele de rulare W_z, utilizînd datele oscilogramelor pentru secvenţele selectate, pentru fiecare tip de suspensie testat.

Figura 8 reprezintă un exemplu tipic de reprezentare grafică a indicelui de rulare parţial în funcţie de timp pentru o frecvenţă dată.

Calculul indicelui de rulare global w_{zg} s-a făcut prin totalitatea indicilor de rulare parţiali W_z, conform relaţiei (4). Datele sînt cuprinse în tabelul 3.

Analiza datelor din tabelul 3 privind valoarea indicelui de rulare global pentru cele trei tipuri de suspensie testate arată că cel mai scăzut (adică calitatea cea mai bună de mers) se obţine pentru arcul de cauciuc de tip *C*. Conform metodei Sperling [5], un indice de rulare situat între 2 şi 2,5 corespunde calificativului **bun — aproape bun**; cel între 3,5 şi 4 calificativului **încă satisfăcător — tolerabil**; iar cel între 4,5 şi 5 calificativului de **intolerabil — periculos în exploatare.** Prin urmare, în concordanţă cu datele din literatură arcul de cauciuc prezintă o capacitate de izolare a vibraţiilor mult mai bună decît cel metalic [6 ,7], în special pentru frecvenţe mai mari.

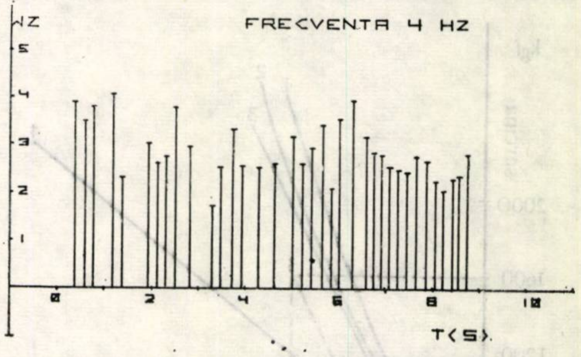


Fig. 8. Diagrama indice de rulare parţial-timp pentru arcul de tip *S*.

Tabelul 3

Indicele de rulare global pentru diferite tipuri de suspensii

Frecvenţa [Hz]	W_z		
	M	*S*	*C*
4	3,89	4,08	1,93
8	4,44	2,51	2,15
16	3,78	2,03	2,29
30	3,86	1,86	1,89
60	4,15	1,96	1,91
120	4,09	1,87	1,91
W_z global	**4,57**	**3,81**	**2,38**

4. Concluzii

Drept caracteristică funcţională de bază în cazul elaborării unei suspensii noi se fixează valoarea săgeţii statice. Prin urmare, suspensia experimentală elaborată trebuie să prezinte valori ale săgeţii statice constanta de elasticitate apropiate de valoarea prescrisă. Această condiţie doar singură — în special în cazul în care suspensiile cercetate diferă între ele ca principiu de funcţionare (suspensie metalică de tip arc sau suspensie pe bază de cauciuc de tip bloc-amortizor) — nu asigură caracterizarea comparativă exactă a calităţii de amortizare a suspensiei, ceea ce se poate realiza numai în cazul în care se utilizează criterii dinamice de calitate realizate în funcţionarea în mers în condiţii reale (ţinînd seama şi de suprasolicitările dinamice şi de timpul de relaxare propriu) a suspensiei. În acest scop, în studiu s-a examinat măsura în care parametrii **coeficient de amortizare** respectiv **coeficient de confort** (dedus iniţial pentru autovehicule, respectiv pentru vehicule feroviare de mare viteză) pot caracteriza real calităţile suspensiei pentru o locomotivă minieră. Se constată că atît **coeficientul de amortizare**, determinat pe baza măsurătorilor săgeţii dinamice, cît şi **coeficientul de confort**, obţinut pe baza măsurătorilor de acceleraţie, pot constitui criterii practic utilizabile pentru testarea comparativă a mai multor tipuri de suspensii. Se constată totodată că pe cînd pentru coeficientul de amortizare nu se cunosc valori absolute, impuse de practica industrială drept valori-limită, pentru coeficientul de confort aceste valori există şi ele pot constitui baza unei testări comparative, respectiv pot fi definite ca valori prescrise pentru o suspensie. S-au determinat coeficienţii de amortizare şi de confort pentru trei tipuri de suspensii, şi anume, o suspensie metalică de tip arc metalic lamelar, o suspensie metal-cauciuc de tip **sandwich** şi o suspensie experimentală de cauciuc. Ambele metode de testare au arătat că suspensiile pe bază de cauciuc asigură proprietăţi de amortizare net superioare arcului metalic. Rezultatele cele mai bune s-au obţinut cu arcul de cauciuc de concepţie proprie, iar într-un articol viitor se va prezenta metodologia de elaborare a acestei suspensii.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Göbel, E* : Gummifedern, Frankfurt, Springer Verlag, 1970.

[2] *Benedek, St., Péntek, O* : Propunere brevet, Nr. Dos. OSIM, 80789/74.

[3] *Broch, J., T* : Mechanical vibration and shock measurements, rev. BRUEL & KJAER, mai, 1973.

[4] *Călugaru, D., Moloc, V., Papistas,* A : Criterii de apreciere a calităţii de mersa vehiculelor feroviare. În : Revista căilor ferate române, nr. 5, 1973, p. 269.

[5] *Sperling, E., Betzhold, F* : Beitrag zur Beurteilung des Fahrkonforts in Schienenfahrzeugen. În : Glasers Annalen, nr. 10, 1956, p. 314.

[6] *Sturos, I., Pietkiewicz, Ch., J* : Built-in analog computer gives dynamic rates of rubber parts while they are being excited, In SAE Journal, februarie, 1968, p. 78.

[7] ***, Entwicklungstendenzen fur besondere Kautschuk anwendungen. În : Gummi, Askert, Kunstsoffe, nr. 3, 1973, p. 196.

Summary

This paper presents in a short form, the works of the CEPROM Research Laboratory, concerning the development of suspensions based on elastomers, for mining vehicles. The possibility of the use of parameters as **damping coeficient**, **comfort coeficient**, to functionnally characterise the suspensions of mining locomotives was investigated. The comparative exmination of the metallic and rubber suspensions de demonstrates the superiority of the rubber spring, the best results being obtained for a self developped rubber spring.

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschreibt die Beschäftigugungen des Versuchslaboratoriums CEPROM bezuglich der Suspensionsausarbeitung auf Elastomerenbasis für Bergwerkfahrzeige. Es wurden die Verwendunsmöglichkeiten von Einflussgrossen wie ,,Dampfungsbeiwert'' und ,,Bequemlichkeitskoeffizient'' für funktionelle Kennzeichnung der Bergwerksuspensionen erforscht. Die Überlegenheit der Gummifeder wurde durch Vergleichsuntersuchungen von Metale und Käutschuksuspension bestätigt. Die besten Ergebnisse wurden für einer Gummifeder eigener Auffassung erreicht.

Résumé

Cet ouvrage presente brièvement les preoccupations du laboratoire de recherche du Centre de recherches et élaboration de projets d'outillage minier et de transport continuu (CEPROM) concernant l'élaboration des suspensions à base d'élastomères, pour les véhicules miniers.

On a étudié la possibilité de mise en pratique de certains paramètres, à savoir, le coefficient d'amortissement, le coefficient de confort, pour le perfectionnement des suspensions des locomotives de mine. La recherche comparative des suspensions métalliques et des suspensions à base de caoutchouc, demontre la superiorité de l'arc en caoutchouc, les meilleurs resultats étant obtenus pour un arc de caoutchouc de conception propre.

Резюме

Настоящая работа сжато указывает на занятия исследовательской лаборатории ЧПРОМ относительно разработки суспензий на основе эластомеров для горнорудных транспортных средств.

Изучалась возможность использования параметров: коэфициента затухания и коэфициента удобства для функциональной характеристики суспензий рудничных электровозов.

Сравнительное рассматривание металлических суспензий и суспензий на основе резины доказывает высшее качество резиновой пружины, так как лучшие результаты получились на резиновых пружинах собственной концепции.

CZ : 622.647.2.001.2.004.62

Consideraţii asupra uzurii transportoarelor cu bandă

Conf. ing. Radu **BESCHIA** – Institutul politehnic – Galaţi

1. Generalităţi

Benzile transportoare sînt utilaje de transport continuu pentru vehicularea materialelor în masă aflate în stare pulverulentă sau în bucăţi uşoare, grele, umede sau uscate. Banda constituie elementul cel mai costisitor al instalaţiei şi de aceea majoritatea studiilor s-au întreprins în acest domeniu. Cercetările întreprinse au abordat pînă în prezent probleme privind mărimea capacităţii portante şi a aderenţei [1, 2], durabilitatea [1, 2], mărimea productivităţii, rezistenţa [2], însă foarte puţin s-au studiat aspecte ale fenomenului de uzură, şi aceasta deşi majoritatea covîrşitoare a benzilor transportare sînt scoase din funcţionare tocmai din cauza avariilor de uzură, şi mai puţin din cauza celorlalte considerente. Prin uzură se înţelege un proces de modificare treptată a dimensiunilor unei piese, proces care are loc la suprafaţa piesei respective datorită suprasolicitărilor produse de forţe mecanice sau cauze accidentale, atunci cînd suprafaţa se deplasează continuu sau periodic faţă de materialul cu care se află în contact. Pînă în prezent foarte puţine elemente de maşini se calculează pe baza rezistenţei la uzură şi aceasta în primul rînd din cauza dificultăţilor de reproducere a uzurii pe modele ; într-adevăr este greu, uneori aproape imposibil, să se realizeze pe un model condiţiile de rupere a legăturilor de frecare pentru acelaşi număr de cicluri, chiar dacă se păstrează caracteristicile geometrice şi mecanice ale fenomenului.

O altă cauză pentru care aspectele uzurii au fost neglijate o constituie insuficienta atenţie acordată caracterului statistic al evoluţiei fenomenului de uzură. Determinările asupra uzurii benzilor, mai exact asupra stratului acoperitor din cauciuc, se pot efectua şi în laborator, utilizînd epruvete din cauciuc supuse frecării pe un material abraziv, stabilind uzura pe baza pierderii de volum. Se foloseşte ca material abraziv o hîrtie pe care s-au aplicat granule abrazive de carbură de siliciu [6]. Trebuie menţionate trei metode clasice pentru determinarea uzurii cauciucului.

a) *Metoda Du Pont* cu disc în rotaţie, cu două epruvete de încercat, la care se determină un indice de uzură k_u :

$$k_u = \frac{Ve}{V} 100,$$

în care : Ve este pierderea de volum a epruvetelor confecţionate dintr-un amestec etalon, după 1000 de rotaţii ale discului abraziv ;

V — pierderea de volum a epruvetelor confecţionate din cauciucul de încercat după 1000 de turaţii ale discului abraziv ;

b) *Metoda aparatului cu sul* folosită şi în ţara noastră, la care există un cilindru pe care este aplicată hîrtia abrazivă, şi care fiind antrenat în rotaţie, vine în contact cu epruveta de cauciuc. Uzura notată cu u este :

$$u = \frac{m_1 - m_2}{2\rho} \frac{A}{a} 1000 \left(\frac{\text{mm}^3}{\text{cm}^2}\right)$$

în care : m_1 şi m_2 sînt masele epruvetei, înainte şi după încercare, în grame ;

ρ — densitatea cauciucului din epruvetă în g/cm^3

A — cantitatea de cauciuc etalon (în grame) roasă la un parcurs de 40 m pe o hîrtie abrazivă nouă,

a — cantitatea de cauciuc roasă efectiv.

2 — aria epruvetei în cm^2 ;

c) *Metoda Grasselli*, cu disc în rotaţie, pe care se aplică hîrtia abrazivă şi care vine în contact simultan cu două epruvete.

Indicele specific de uzură V_s este :

$$V_s = \frac{V_m}{W},$$

în care : $V_m = \frac{m - m_1}{\rho}$ reprezintă pierderea de volum a celor două epruvete încercate în acelaşi timp ;

m şi m_1 — masele perechii de epruvete înainte şi după încercare, în grame ;

ρ — densitatea cauciucului în g/cm^3 ;

W — lucrul mecanic de frecare, exprimat în kwh.

Trebuie însă să menţionăm că aceste încercări de laborator dau doar o indicaţie orientativă asupra comportării la uzură, pierderea la uzură admisă în mm^3/cm^2, fiind trecută şi în STAS 2077–66. Fenomenul real al uzurii nu se poate obţine decît în condiţii reale de funcţionare, deoarece cauciucul are o comportare reologică mult diferită în exploatare faţă de cea a epruvetei în laborator, cu precizarea că această deosebire în comportare se manifestă chiar şi în laborator de la o epruvetă la alta, deci cu atît mai mult proprietăţile fizico-mecanice se modifică în condiţiile de exploatare. Pentru aceasta s-a studiat pe o perioadă de aproape trei ani comportarea la uzură a unor benzi din cadrul Staţiei de sortare a minereului Galaţi, precum şi de la Întreprinderea de ciment „Stînca” – Brăila, atît din punct de vedere calitativ cît şi cantitativ. S-au efectuat determinări fotografice şi măsurători asupra benzilor, ceea ce a permis să se tragă unele concluzii. Banda, care constituie elementul esenţial al transportoarelor şi al cărei preţ de cost reprezintă aproximativ 40 la 60% din valoarea instalaţiei, ar necesita o îngrijire mai atentă în exploatare. Din păcate însă nu în toate cazurile se realizează acest deziderat.

În R. F. Germania cheltuielile anuale de întreţinere ale benzilor folosite la calea ferată reprezintă aproximativ 7,5% din preţul de cost, ceea ce este destul de mult dacă ţinem seama că statistic durata unei benzi poate ajunge în unele cazuri şi la 10 pînă la 20 de ani [7].

2. Cauzele uzurii

Principala cauză a producerii uzurii benzilor în timpul exploatării o constituie frecarea ce apare între diferite elemente, unele în repaos (pîlnie de încărcare, ghidaje etc.), dar mai ales în mişcare (cuplul bandă — tobe, bandă — — role, bandă — material). Este adevărat că pentru a avea o bună aderenţă a benzii se impune o mărire a coeficientului de frecare dintre bandă şi tamburi, problemă care practic a fost rezolvată. Încercările efectuate [3] recomandă pentru coeficientul de frecare μ valoarea :

$$\mu = \mu_0 \frac{1 + a_0\, w^{0,4}}{\sqrt[6]{p}} \tag{1}$$

în care : μ_0 şi a_0 sînt coeficienţi dimensionali determinaţi în laborator pentru diferite tipuri de benzi cu duritate de la 53 pînă la 65 grade Shore, ceea ce acoperă sfera benzilor curente şi cu diferite regimuri de funcţionare ;

w — viteza de alunecare, variabilă de la zero pînă la o valoare limitată în sensul creşterii, după care orice creştere a lui w duce la o micşorare a coeficientului de frecare ;

p — presiunea de contact dintre bandă şi tamburi ;

$$p = \frac{T_1 + T_2}{BD}, \tag{2}$$

unde : T_1 şi T_2 — tensiunile din ramurile înfăşurată şi înfăşurătoare.

B — lăţimea benzii ;

D — diametrul tamburului.

Coeficientul de frecare depinde de o serie de parametri : regim de frecare, presiune, viteză, regim de umidificare şi impuritate şi mai ales natura materialelor care vin în contact. Astfel, în ultimul timp se recomandă căptuşirea tamburilor cu diferite materiale care fac să crească coeficientul de frecare μ, ceea ce însă influenţează negativ asupra uzurii [4]. Dacă însă în ceea ce priveşte frecarea problema este studiată, în ceea ce priveşte uzura aprecierile sînt doar calitative, fenomenul nefiind studiat cantitativ [4].

Tabelul 1

Căptuşeală tambur / Regim de lucru	Coeficientul de frecare μ			
	Tambur neted din oţel	Tambur căptuşit cu cauciuc, cu nuturi	Tambur căptuşit cu poliuretan, cu nuturi	Tambur căptuşit cu ceramică poroasă
Exploatare uscată	0,35÷0,4	0,4÷0,45	0,35÷0,4	0,40÷0,45
Exploatare umedă, curată	0,1	0,35	0,35	0,35÷0,4
Exploatare umedă, impurificată	0,05÷0,1	0,25÷0,3	0,2	0,35
Comportare la uzură	Aproape fără uzură	Uzură slabă	Uzură slabă	Uzură accentuată

În tabelul 1 sînt date valorile coeficientului de frecare μ pentru diferite regimuri de lucru şi comportarea la uzură în condiţiile respective.

Se observă că obţinerea unui coeficient de frecare mare, deci o aderenţă mare, duce la o uzură accentuată, ceea ce este dezavantajos, astfel încît apar aspecte de optimizare în alegerea soluţiei. De altfel mărirea tensiunii în bandă prin creşterea coeficientului de frecare necesită forţe mai mari în dispozitivul de acţionare şi implicit o solicitare mai mare a lagărelor tamburului, astfel încît şi pe această cale se vădeşte că mărirea absolutizată a aderenţei benzii pe tambur nu reprezintă soluţia cea mai bună. Oscilaţiile benzii, o altă sursă de uzură ca urmare a unei bucle prea mari care s-ar forma, au impus o judicioasă amplasare a staţiilor de role de susţinere şi în acest sens tendinţa căptuşirii rolelor cu materiale cu frecare mare (cauciuc, poliuretan) este dăunătoare din punct de vedere al uzurii pe faţa interioară a benzii. Umiditatea şi praful acţionează în general în sensul unei alunecări mai line, micşorînd frecarea şi deci aderenţa, soluţie care este de preferat uneori, deoarece se micşorează uzura.

Praful şi nu impurităţile cu granulaţie mare care se găseşte pe faţa care atinge tamburii, acţionează ca un lagăr cu role multiple, a căror posibilitate de rulare este uşurată apreciabil dacă vine în ajutor umiditatea. În acest sens este importantă curăţirea umedă zilnică a benzii şi a mantalelor tobelor, atunci cînd există. În scopul asigurării unei aderenţe suficiente se recomandă acoperirea benzilor cu copertine, iar iarna, cînd scade apreciabil aderenţa, se recomandă căptuşirea tamburilor cu mantale cauciucate. Referitor la rolele de susţinere se recomandă role cu diametrul mare ceea ce permite introducerea în interior a, lagărelor cu rulmenţi, iar faptul că o masă mai mare dă o rostogolire mai liniștită duce la micșorarea uzurii.

Punctul de alimentare pe bandă constituie o zonă cu uzură maximă, ceea ce se explică atît prin schimbarea locală a energiei de mișcare datorită căderii materialului, cît și prin formarea de vîrtej a materialului care se depune pe bandă. De aceea se recomandă să nu existe o mișcare relativă a materialului față de bandă, ceea ce înseamnă o pîlnie de alimentare construită sub forma unui plan înclinat, astfel încît atunci cînd materialul ajunge pe bandă să aibă starea de repaos.

Uzura benzii crește în funcție de :

— Înălțimea de cădere a materialului pe bandă, recomandînd o plînie înclinată și o înălțime mică de cădere.

— Granulația materialului și gradul de abrazivitate, în acest sens recomandînd folosirea unei site care să permită depunerea inițială pe bandă a unui strat protector cu particule mai fine.

— Lungimea benzii, în sensul că nu se recomandă benzile scurte, deoarece același punct ajunge mai repede în zona în care are loc căderea materialului.

— O altă sursă de uzură o constituie paravanele laterale de conducere a materialului. Avantajul unei productivități mai mari printr-o supraîncărcare a benzii se plătește printr-o putere suplimentară și mai ales printr-o uzură accentuată, fapt verificat în exploatare. Aceste paravane cauciucate, precum și placa de cauciuc de la pîlnia de alimentare, care creează o punte între pîlnie și bandă, constituie surse de uzură uneori determinante.

— Ar mai fi de menționat o montare și o centrare greșită a benzii, cu frecări mari în zonele laterale, precum și cauze accidentale în structura și granulația materialului și existența unor corpuri străine puternic abrazive, pentru a întregi ansamblul factorilor care produc uzura.

3. Studiul calitativ al uzurii

Principalele forme de uzură întîlnite în studiul benzilor transportoare sînt următoarele [5] :

— Uzură prin abraziunea brazdelor suprafeței de acoperire în contact cu asperitățile suprafețelor metalice (tobe, role) cu care vine în contact (fig. 1).

— Abraziunea dintre stratul de acoperire protector al elastomerului și particulele de material de granulații diferite.

— Uzura de aderență prin transferul de elastomer în contact cu suprafețele metalice (fig. 2).

— Uzură prin îmbătrînirea stratului protector care îmbracă carcasa de rezistență a benzii, îmbătrînire produsă de efectul de temperatură și deformațiile care apar în masa cauciucului (fig. 3).

— Uzură din cauze întîmplătoare care pot deteriora stratul acoperitor, astfel încît materialul transportat ajunge să intre în contact cu stratul de inserție (fig. 4).

Trebuie remarcat faptul că oboseala benzii se manifestă mai puțin, întrucît din cercetările întreprinse asupra unor benzi aflate în exploatare

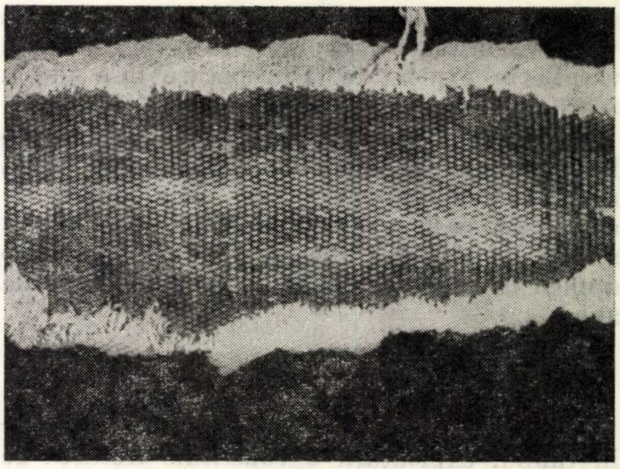


Fig. 1

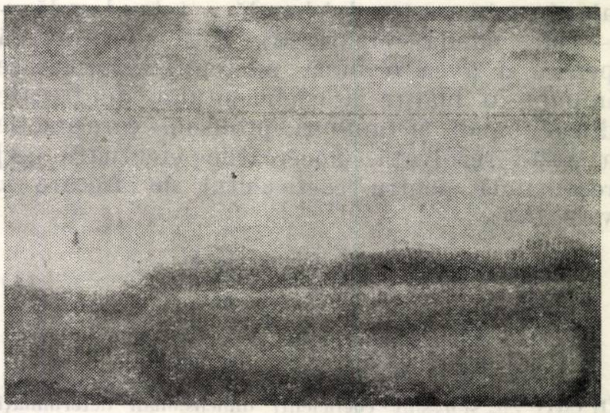


Fig. 2

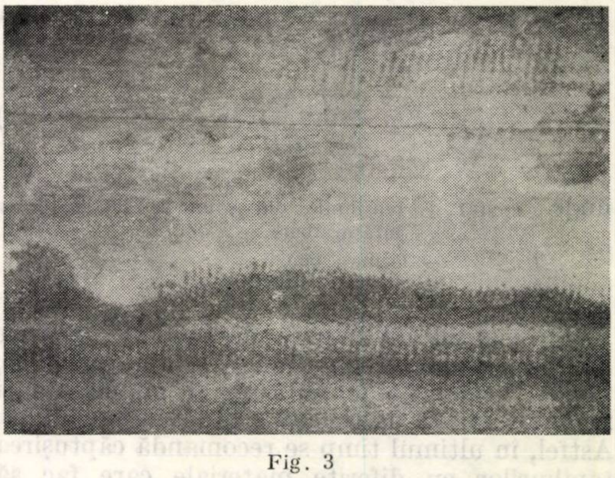


Fig. 3

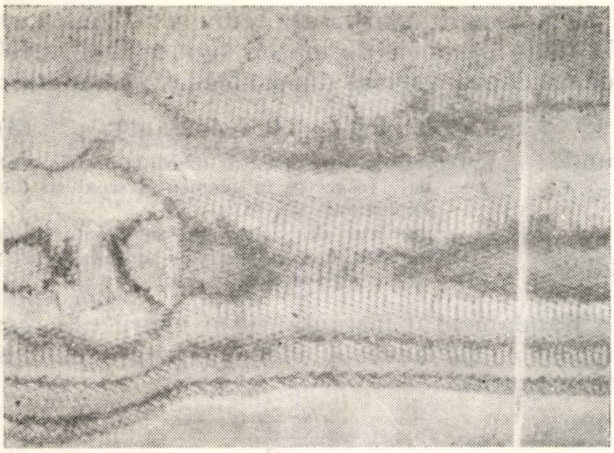


Fig. 4

timp îndelungat (uneori chiar pînă la 20 de ani) [2] s-a constatat că straturile intermediare sînt influenţate foarte puţin, distrugerile provenind din alte cauze de exploatare. Rezultatele încercărilor arată o mărime a rezistenţei straturilor, este adevărat foarte mică, în timp ce proprietăţile elastice ale benzii s-au înrăutăţit. Astfel, la încercările efectuate asupra unei benzi cauciucate cu trei inserţii şi lăţime de 600 mm, s-a constatat că în stare nouă aceasta avea o rezistenţă la tracţiune de 190,8 Kgf/cm lăţime şi o alungire la rupere de 10%, în timp ce după 8.10^6 cicluri de solicitări a atins rezistenţa la tracţiune de 201 kgf/cm lăţime şi o alungire la rupere de 7,4% [2].

Partea a doua: Studiu cantitativ

1. Stadiul actual

Stadiul cantitativ al uzurii se poate efectua prin:

— stabilirea duratei de serviciu a benzii pînă la uzura totală, în luni sau ani, admiţînd un număr mediu de ore pe zi de funcţionare;

— evaluarea cantităţii totale de încărcătură pe care o poate transporta banda pînă la uzura totală;

— stabilirea cotei anuale de amortisment.

În acest sens literatura de specialitate [1] recomandă relaţia următoare pentru stabilirea duratei unei benzi H (ore):

$$H = \frac{20.000\ B(L+50)\ k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8}{Q} \qquad (1)$$

unde: B este lăţimea benzii (m);

L — lungimea transportorului între axe (m)

Q — productivitatea (tone/oră);

k_1 — coeficientul care ţine seamă de natura încărcăturii ($k_1 = 0,1 \div 3$);

k_2 — coeficientul care ţine seama de înclinarea transportorului ($k_2 = 0,9 \div 1$);

k_3 — coeficientul care ia în considerare locul de lucru: în aer liber, în mină etc ($k_3 = 0,3 \div 1,2$);

k_4 — coeficientul care ţine seamă de acţionare ($k_4 = 0,8 \div 1$);

k_5 — coeficientul care ţine seamă de tipul instalaţiei de întindere ($k_5 = 1 \div 1,2$);

k_6 — coeficientul care ia în considerare metoda de descărcare ($k_6 = 0,8 \div 1$);

k_7 — coeficientul funcţie de raportul $\frac{D}{i_s}$, unde D este diametrul tamburului motor, iar i_s numărul de inserţii ($k_7 = 0,25 \div 1$);

α_8 — coeficientul care ţine cont de grosimea învelişului ($k_8 = 1 \div 1,4$)

Albright în Anglia recomandă relaţia (2), unde mărimile au aceeaşi semnificaţie din relaţia (1):

$$H = \frac{24.000\,(L+21)\,(B-0,03)^2 k_1 k_2 k_3 k_4 k_5 k_6 k_7 k_8}{Q} \qquad (2)$$

În Statele Unite se recomandă [2] relaţia (3):

$$H = \frac{D^5 L}{V^{0,5}\, S\, \sigma^4}, \qquad (3)$$

în care: D este diametrul celui mai mic tambur al instalaţiei (m);

V — viteza benzii (m/s);

s — grosimea benzii (cm);

σ — tensiunea maximă în bandă $\left(\frac{\text{Kgf}}{\text{cm. inserţie}}\right)$

În Franţa, pe baza experienţei [3] se recomandă utilizarea unor diagrame care permite stabilirea numărului de rotiri ale benzii în funcţie de lungimea transportorului şi implicit de durata H (ore).

Toate aceste relaţii permit determinarea aproximativă a duratei de funcţionare şi nu se bazează pe determinări experimentale ci mai mult pe constatări statistice.

2. Soluţia recomandată

În baza celor arătate mai sus, s-a ales metoda evaluări uzurii prin măsurarea variaţiei grosimii benzii, cu ajutorul unui dispozitiv cu braţ, prevăzut cu micrometru cu şurub cu pas fin, utilizînd cale paralele pentru precizia măsurătorii (fig. 5).

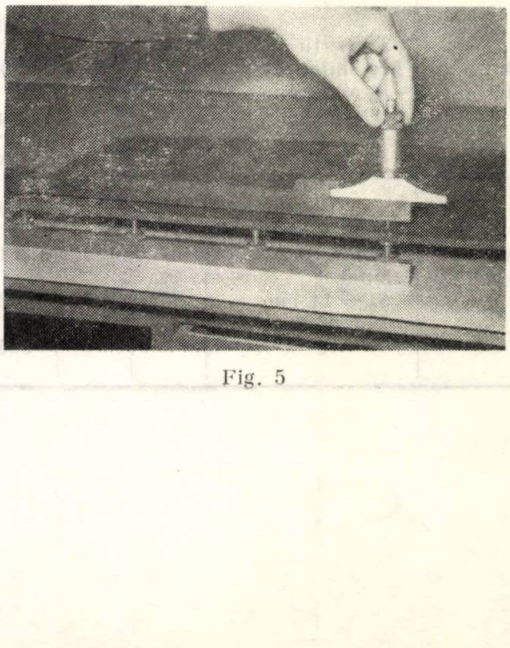


Fig. 5

Măsurătorile s-au efectuat pe lungimea benzii, alegînd pe fiecare din cele cinci zone în care s-a împărţit lăţimea, un număr de $\approx$ $\approx$ (6–10) puncte, astfel încît în total s-au putut măsura uzuri în $\approx$ (30÷50) puncte. Măsurătorile au fost efectuate pe o durată de circa trei ani, la diferite intervale de la punerea în funcţiune a benzii şi pînă la scoaterea din exploatare prin uzură, astfel încît s-a ajuns la peste 200 puncte de măsurare, fapt care a permis determinări concludente.

S-au ales două benzi pentru minereu de fier, şi una pentru calcar, de structură asemănătoare cu granulaţia şi abrazivitatea similare, dar cu viteze de transport diferite.

În afară de aceste benzi s-au ales încă două, ambele de la o fabrică de ciment, una pentru zgură uscată la temperatură de 40°C şi cealaltă pentru clinker la 100°C.

Rezultatele măsurătorilor sînt date în tabelul 2 în coloana 7.

Fenomenul uzurii, aşa cum s-a constatat la toate organele de maşini supuse la o astfel de solicitare, variază după o lege exponenţială :

$$\eta_i^r N_i = \eta_u^r N_u = C \text{ (constant)} \qquad (3)$$

unde : η_i, η_u reprezintă randamentul uzurii la un moment dat, respectiv în momentul scoaterii din exploatare

N_i, N_u – numărul de cicluri de solicitări la un moment dat, respectiv la apariţia uzurii ;

γ – exponentul legii de variaţie.

Randamentul instantaneu al uzurii este η_i : $\eta_i = 1 - \varphi_i$, unde φ_i este pierderea relativă prin uzură :

$$\varphi_i = \frac{G_0 - G_f}{G_0}$$

unde : G_0 este greutatea iniţială a benzii, pentru $N_i = 1$

G_f – greutatea benzii după numărul de cicluri considerat

Atunci :

$$\eta_i = \frac{G_f}{G_0} = \frac{LB\rho S_{fi}}{LB\rho S_0} = \frac{S_{fi}}{S_0}, \qquad (4)$$

Tabelul 2

Materialul transportat.	Tip de bandă Grosime S Lungime L	Granulaţie (mm)	Viteza (m/s)	Durata intervalelor H_i (ore)	Nr de cicluri $N_i = 7200 \frac{VH_i}{L\xi_i\xi_s}$	Grosimea medie S_{fi} după uzură, pe zone de lăţime (mm)					Constanta $C = \eta_i^r N_i$
						I	II	III	IV	V	
Minereu de fier	6 inserţii bumbac $S_0 = 16$ mm $L = 31{,}1$ m	0÷60	0,81	780	$1{,}17 \cdot 10^5$	–	14,72	15,22	14,02	–	$0{,}574 \cdot 10^5$ ($\gamma = 8$)
				2892	$4{,}33 \cdot 10^5$	–	12,38	12,76	12,07	–	
				5472	$8{,}18 \cdot 10^5$	–	12,05	11,62	10,60	–	
				7072	$10{,}26 \cdot 10^5$	–	–	11,20	–	–	
Minereu de fier	6 inserţii bumbac $S_0 = 16$ mm $L = 24{,}86$ m	0÷60	0,95	1120	$2{,}5 \cdot 10^5$	15,75	14,10	15,20	14,86	12,08	$1{,}524 \cdot 10^5$ ($\gamma = 5{,}5$)
				3232	$7{,}18 \cdot 10^5$	12,98	11,70	11,94	11,46	10,63	
				4448	$9{,}85 \cdot 10^5$	12,50	11,55	11,70	11,15	10,50	
				5744	$12{,}70 \cdot 10^5$	11,05	11,40	11,45	–	10,40	
Calcar	6 inserţii bumbac $S_0 = 14$ mm $L = 222$ m	25÷30	1,4	6800	$3{,}70 \cdot 10^5$	13,79	13,83	13,97	13,79	13,70	$2{,}198 \cdot 10^5$ ($\gamma = 6{,}5$)
				8670	$4{,}72 \cdot 10^5$	13,28	13,24	13,74	13,48	13,43	
				10590	$5{,}77 \cdot 10^5$	13,15	13,08	13,51	12,60	13,09	
				13490	$7{,}34 \cdot 10^5$	12,64	12,21	13,34	12,40	12,95	
Zgură (t=40°C)	3 inserţii fire sintetice $S_0 = 10$ mm $L = 48{,}5$ m	1÷2	1	31200	$37 \cdot 10^5$	8,92	9,46	8,41	9,94	9,49	$34{,}531 \cdot 10^5$ ($\gamma = 1$)
				33660	$39{,}9 \cdot 10^5$	8,86	9,05	7,57	9,02	8,92	
				37240	$44{,}15 \cdot 10^5$	8,66	8,29	5,80	7,95	8,76	
				39180	$46{,}45 \cdot 10^5$	8,53	–	4,92	–	8,61	
Clinker (t=100°C)	5 inserţii bumbac $S_0 = 14$ mm $L = 96$ m	15	1,2	1530	$1{,}1 \cdot 10^5$	13,60	–	12,80	–	13,40	$0{,}692 \cdot 10^5$ ($\gamma = 7$)
				2710	$1{,}97 \cdot 10^5$	12,32	–	11,60	–	12,35	
				4030	$2{,}93 \cdot 10^5$	11,60	–	10,92	–	11,52	
				5650	$4{,}1 \cdot 10^5$	11,22	–	10,10	–	11,30	

unde:

L și B reprezintă lungimea și respectiv lățimea benzii, considerate că pratic rămîn constante;
S_0 și S_{fi} sînt grosimile inițiale și finale ale benzii în intervalul considerat;
ρ este greutatea specifică a materialului benzii.

În ceea ce privește N_i se obține:

$$N_i = 3600\, f H_i = 3600\, \frac{V z H_i}{L\, \xi_i\, \xi_s}, \qquad (5)$$

unde: $f = \dfrac{VZ}{L \xi_i\, \xi_s}$ este frecvența ciclurilor

V este viteza benzii (m/s);
Hi — numărul de ore de funcționare (h);
L — lungimea benzii (m);
ξ_i — coeficienttul care ține cont de raportul de transmisie al tamburilor de capăt ($\xi_i = 1$);
ξ_s — coeficientul de suprasarcină ($\xi_s = 1{,}25$);
z — numărul de tamburi ($Z = 2$);

În aceste condiții, numărul de ore la care apare uzura este:

$$N_u = \left(\frac{\eta_i}{\eta_u}\right)^r N_i = 7200\, \frac{V H_u}{L \xi_s},$$

de unde:

$$H_u = \left(\frac{\eta_i}{\eta_u}\right)^r \frac{L \xi_s N_i}{7200\, V} = \left(\frac{S_{fi}}{S_{fuz}}\right)^r \frac{N_i\, L\, \xi_s}{7200\, V} \qquad (6)$$

în care S_{fuz} este grosimea benzii la care apare uzura.

Prin experimentările făcute s-au obținut curbele $\eta_i^r N_i = \text{const.}$, pentru anumite materiale și cu regimuri de lucru cunoscute, utilizînd benzi standardizate cu inserții atît din bumbac, cît și din materiale sintetice.

Datele prelucrate asupra benzilor studiate sînt date în tabelul 2, coloanele 6, 7 și 8.

S-au stabilit coeficienții optimi, după numeroase variante, cei pentru care abaterile măsurătorilor față de valorile inițiale au avut valori minime, în jurul unei abateri nule.

În aceste condiții, cunoscînd, legea după care are loc uzura, se poate determina grosimea pe care o poate avea banda după un anumit număr de ore de funcționare și în final, cînd apare uzura periculoasă după N_u cicluri, care va fi grosimea benzii pentru a fi schimbată:

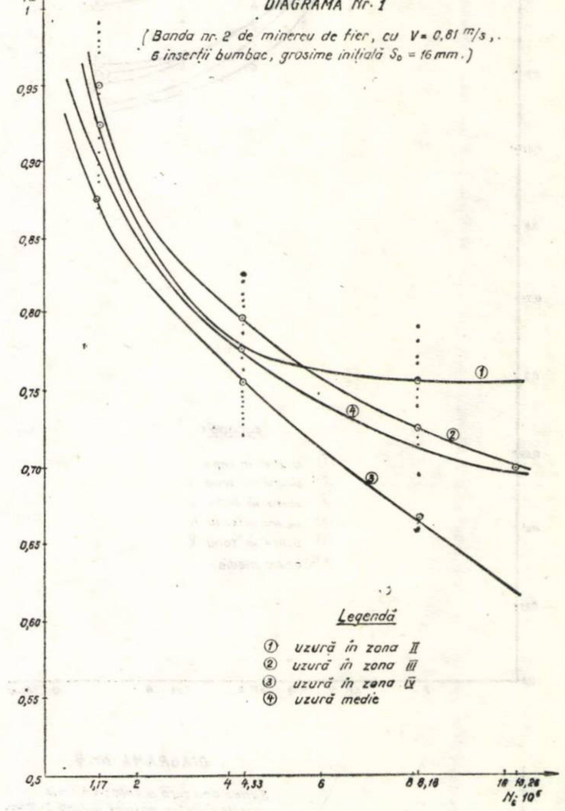
$$\eta_i^r N_i = C$$

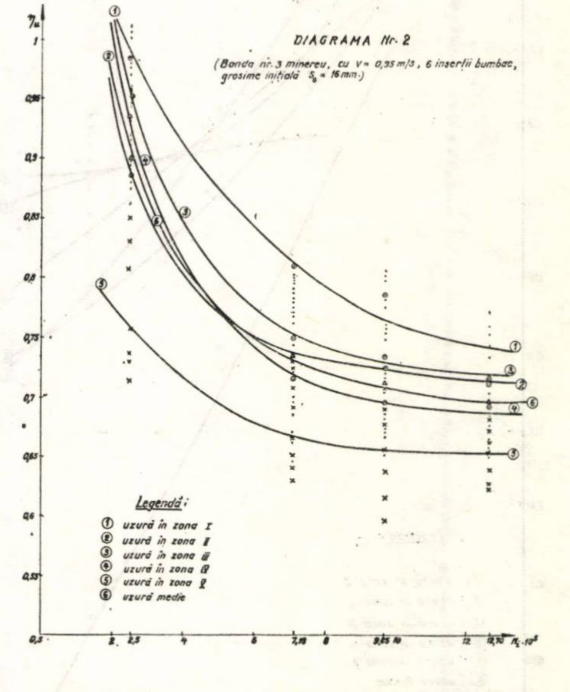
$$\left(\frac{S_{fi}}{S_0}\right)^r \frac{7200\, V H_i}{L \xi_s} = C,$$

de unde:

$$S_{fi} = S_0 \left(\frac{C L\, \xi_s}{7200\, V H_i}\right)^{\frac{1}{r}} \qquad (7)$$

Reprezentarea grafică a variației uzurii benzilor în raport cu numărul de cicluri de solicitare este dată în diagramele 1—5, iar în diagrama 6 sînt reprezentate curbele uzurii pentru benzile de minereu de fier și calcar, care au structură identică, transportă material cu granulație și abrazivitate asemănătoare, dar lucrează în regim de lucru diferit.





Se constată cum cu cît viteza de transport este mai mare, randamentul uzurii η_u este mai bun și deci uzura mai mică.

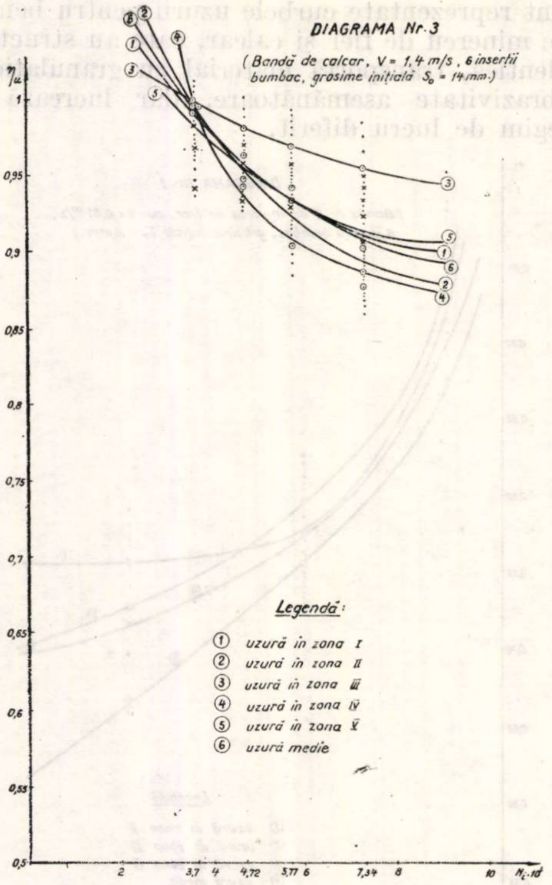


DIAGRAMA Nr. 3

(Bandă de calcar, V = 1,4 m/s, 6 inserții bumbac, grosime inițială S_0 = 14 mm.)

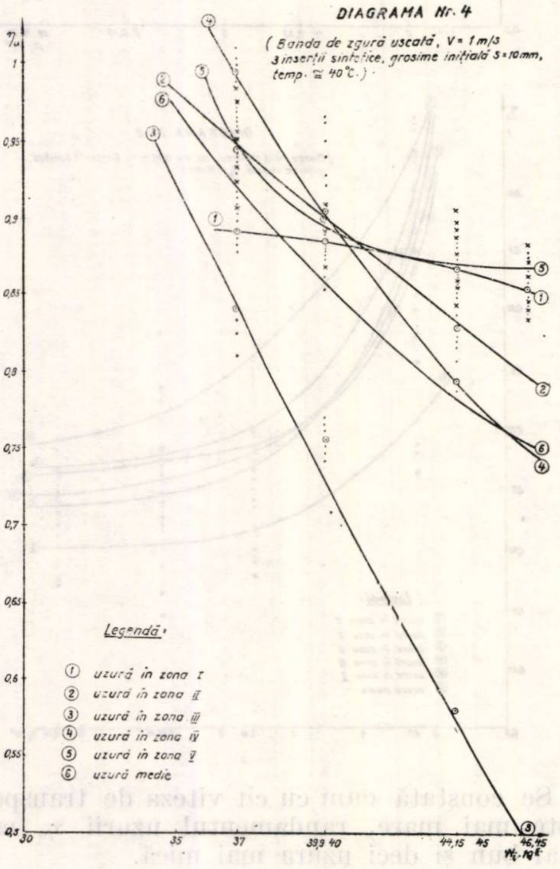


DIAGRAMA Nr. 4

(Banda de zgură uscată, V = 1 m/s 3 inserții sintetice, grosime inițială S = 10 mm, temp. ≅ 40°C.)

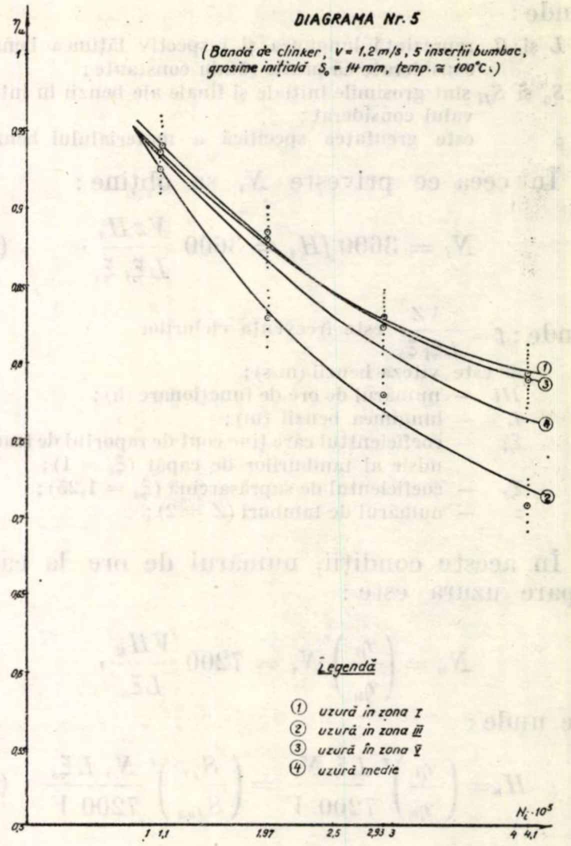


DIAGRAMA Nr. 5

(Bandă de clinker, V = 1,2 m/s, 5 inserții bumbac, grosime inițială S_0 = 14 mm, temp. ≅ 100°C.)

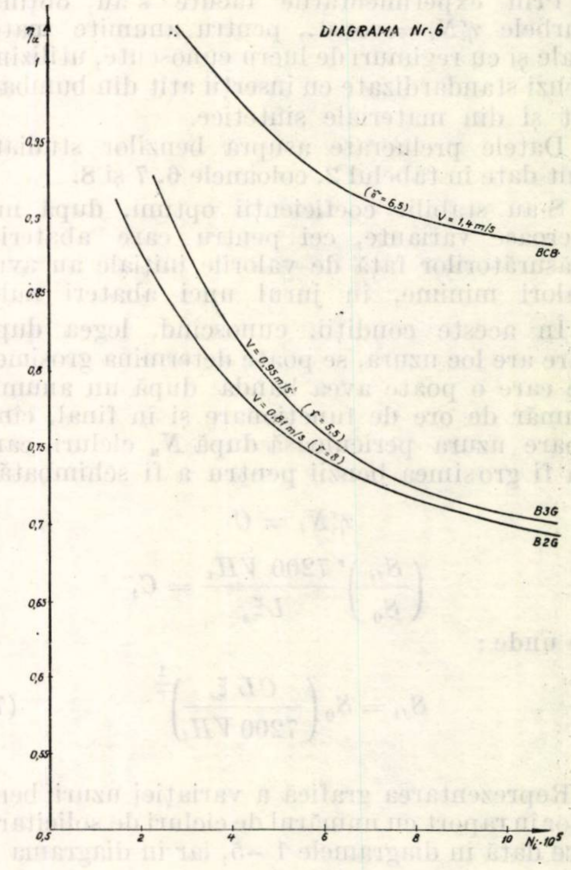


DIAGRAMA Nr. 6

De asemenea analizînd diagramele 4, pentru zgură uscată la 40°C și 5, pentru clinker la 100°C, se constată că η_u este mai mic și deci uzura este mai mare, atunci cînd temperatura materialului este mai mare.

Uzura crește de asemenea cu cît granulația materialului transportat este mai mare, exemplu minereului de fier față de calcar fiind în acest sens concludent.

În diagrama 6 se observă că la un același material transportat scade exponentul γ pe măsură ce crește viteza.

La toate benzile analizate s-a constatat că uzura apare pentru un număr de cicluri $N_u \simeq 10^6$, iar la un același număr de cicluri exponentul γ scade pentru η_u mare.

S-au constatat uzuri mari acolo unde au existat paravane de cauciuc, în scopul supraîncărcării benzii (benzile 2 și 3 de minereu).

De asemenea existența plugurilor descărcătoare face să crească uzura (banda 3 de minereu).

3. Metodologia de calcul a benzilor la uzură

a) În general la o bandă transportoare, pentru un material dat, de lățime B cunoscută, cu granulație și abravizitate cunoscute, se știu curbele de uzură pentru diferite viteze.

Prin interpolare sau extrapolare (diagrama 6), se determină curba uzurii pentru viteza dată și dacă se știe numărul de ore de funcționare și deci numărul de cicluri N_i, se poate afla $\eta_i = \dfrac{S_{fi}}{S_0}$ pe curba respectivă. Admițînd că la apariția uzurii stratul protector mai are o grosime minimă de 1 mm pe fiecare față, din tabelul 3 la un η_i admis din digramă rezultă ce tip de bandă, cu numărul respectiv de inserție, trebuie ales. Valoarea lui η_i din diagramă trebuie să fie cît mai apropiată de cea din tabelul 3.

Tabelul 3

Nr de inserții i_s	Grosimea totală inițială S_0 (mm)	Grosimea minimă la uzură S_{fi} (mm)	$\eta_i = \dfrac{S_{fi}}{S_0}$	Observații
2	8	3,2+2=5,2	0,650	Grosimea unei inserții (1,6±0,2) mm
	10		0,520	
3	10	4,8+2=6,8	0,680	
	12		0,565	
4	12	6,4+2=8,4	0,690	
	14		0,602	
5	14	8+2=10	0,715	
	16		0,622	
6	16	9,6+2 = 11,6	0,724	
	18		0,645	
7	20	11,2+2=13,2	0,660	

De altfel η_i se poate determina și pe cale analitică, deoarece $\eta_i^r N_i = C$, unde C este cunoscut, iar N_i este dat de relația (5).

$$\eta_i = \left(\frac{C}{N_i}\right)^{\frac{1}{r}} \tag{8}$$

b) Dacă se urmărește în același timp o productivitate maximă și o uzură minimă se pornește de la relația productivității :

$$Q = 3{,}6\ A v \rho \tag{9}$$

unde : A = $f\,(B, \alpha, m)$ este secțiunea transversală a benzii, care depinde de lățimea B, de unghiul α al înclinării rolelor jgheabului și de raportul m între lungimea rolelor și lățimea benzii transportoarelor [4];

ρ — greutatea specifică a materialului transportat.

Secțiunea transversală A are valoarea maximă și la un Q impus rezultă v minim și deci uzură maximă, ceea ce este dezavantajos.

Pentru a avea A_{max} trebuie adoptat un α_{opt} și $m = \dfrac{1}{3}$ [4].

În aceste condiții se impune A_{max}, se alege viteza cît mai mare, impusă de normele de transport [5], și în acest caz metodologia de calcul este identică cu cea indicată anterior. Se admite așadar calculul la limita de uzură și cu maximă productivitate.

4. Concluzii

a) Studiul benzilor la uzură este de maximă importanță, dat fiind că majoritatea benzilor sînt scoase din exploatare datorită în primul rînd acestei cauze. Calculul este dificil de realizat, întrucît uzura depinde de foarte mulți parametri, însă prin reglarea influenței factorilor legați de exploatare (pîlnie de alimentare, tamburi, stații de role nu paravane de protecție etc.) fenomenul poate fi studiat în funcție de principalii factori (viteză, presiune de contact, temperatură).

b) Frecarea de care depinde aderența influențează negativ uzura, astfel încît o aderență maximă nu este de dorit, deoarece dă o uzură maximă.

c) Legea de uzură este o curbă exponențială, verificată în practică, și ea trebuie cunoscută pentru fiecare material, cu granulația și abrazivitatea respectivă, și cu regim de lucru cunoscut.

d) Admițînd o presiune constantă între bandă și tamburi, ceea ce în practică este valabil, foarte rar acționînd asupra dispozitivului de întindere a benzii, s-a constatat că uzura scade cu creşterea vitezei.

e) Temperatura influenţează direct uzura, în sensul măririi ei, odată cu creşterea temperaturii.

f) Metodologia de calcul la uzură pe baza unui proces de optimizare, în sensul unei productivităţi maxime şi o uzură minimă, este arătată anterior şi credem că aplicarea în practică dă efecte economice apreciabile, dat fiind numărul mare de benzi aflat în exploatare în diferite domenii ale activităţii economice.

g) Optimizarea transportului cu benzi rămîne în continuare o problemă deschisă cercetării pentru că nu toate aspectele au fost epuizate.

BIBLIOGRAFIE

Partea I

[1] *Zenkov, R. L* : Konveieri balşoi moşnosti Maşinostroenie, Moskva 1964, p. 116 — 137.

[2] *** Handbook of Belting ,,Goodyear'' (S. U. A.) fără an.

[3] *Bimbenet, M* : La manutention par bandes transporteuses, În: ,,Equipement mécanique'', Nr. 28, Nov. 1962.

[4] *Beschia, R., Rezmeriţă, Gh.* Contribuţii la studiul transportoarelor cu bandă jgheab. În: ,,Construcţia de maşini'', Nr. 4, 1969, Bucureşti.

[5] *Tarasov, I. P* : Letnocinîie konvierî Moskva, Maşghiz, 1963, p. 70—77.

Partea a II-a

[1] *Biaggi, P* : Les convoyeurs à courroies caoutchoutées, Paris, Ed. Dunod, 1958, p. 205 — 335.

[2] *Westhpal, H* : Handbuch der Fördergurte, Leipzig, VEB Deutscher Verlag, 1964, p. 399—434

[3] *Klaus, Jürgen Grimmer* : Das Reibungsverhalten des Gurtes auf der Antriebstrommel von Bandförderanlagen, V. D. I., nr. 24, 1965.

[4] *Klaus, Jürgen Grimmer* : Der Einfluss von Trommelbelägen und Feuchtigkeit auf den Reibungsbeiwert zwischen Fördergurt und Antriebstrommel, ,,Braunkohle, värme und Energie'', nr. 9, 1966.

[5] *Deville, S* : Frottement de glissement des caoutchoucs sur les métaux : influence des principaux facteurs. Revue générale du caoutchouc et des plastiques, (Franţa) nr. 3, 1963, vol. 45.

[6] *** STAS 6699—63. Cauciuc vulcanizat, determinarea uzurii.

[7] *** Der Verschleiss bei Förderbandern ,,Rev. Eisenbahn ing.'' (R. F. G.), 15, nr. 6, 1964.

Summary

The present paper analyses the wear of belt-conveyers, which represents the main cause of their setting out of work.

The problem is original in point of research and has been approached both from a qualitative and quantitative point of view for the first time.

The author makes an analysis of the causes leading to wear, the aspects of its forms using photographs, and, finally, employing gravimetric determinations, a method for calculating and selecting belts in limit-case, when wear reaches top value, are recommended.

Résumé

Dans cet ouvrage on analyse l'usure des transporteurs à bande constituant la cause principale qui conduit à leur exclusion du fonctionnement. Le problème et original au point de vue de la recherche et pour la première fois il a été envisagé qualitativement et quantitativement. L'autéur y analyse les causes qui produisent l'usure, ses aspects d'abord, par des moyens photographiques, ensuite par des moyens gravimétriques. On recommande une méthode pour le calcul et le choix des bandes dans le cas limite quand l'usure a atteint la valeur maximum.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit wird die Abnutzung des Förderbandes behandelt, die den Hauptgrund zum Ausserfunktionsetzen bildet.

Das Problem ist neu vom Standpunkt der Förschung und wurde zum ersten Mal qualitativ und mengenweise behandelt. Der Autor analysiert die Ursachen der Abnutzung, ihre Formerscheinungen anhand von Fotografien und empfiehlt auf Grund gravimetrischer Bestimmungen eine Methode zur Berechnung und Wahl des Bandes im Grenzfall, wenn die Abnutzung den Höchstpunkt erreicht hat.

Резюме

В данной работе анализируется износ ленточных транспортёров, который является основной причиной выхода их из строя.

Поставленная задача является оригинальной с точки зрения исследования и в данной работе впервые рассматривается качественно и количественно.

Автор анализирует причины, вызывающие различные виды износа, некоторые аспекты видов износа методом фотографирования и путём гравиметрических определений, а также рекомендует метод расчёта и выбора лент в предельном случае, когда износ достиг максимального значения.

MATERIALE DOCUMENTARE

CZ ; 51 ; 65.012.23 ; 62.001.5

Contribuții la elaborarea unor modele matematice pentru prognoza activității de cercetare într-o ramură industrială

Ing. Vasile **BERINDE** ; ing. Gheorghe **ZIMAN** – Centrul de cercetări și proiectări pentru utilaj minier și de transport continuu – ,,CEPROM" – Satu-Mare

Activitatea de cercetare și de introducere a progresului tehnic este orientată cu prioritate spre :

— creșterea potențialului național de rezerve de materii prime și energetice ;

— elaborarea de noi tehnologii care să conducă la valorificarea superioară a tuturor categoriilor de resurse naturale ;

— în anii 1976 — 1980, tehnologiile noi de concepție proprie și tehnologiile perfecționate care se vor introduce în producție vor trebui să asigure realizarea a peste 80% din totalul produselor noi [1].

Pe baza realizării programului de asimilare și introducere în fabricație a produselor noi, la nivelul anului 1980 circa 45% din valoarea producției industriale se va realiza pe seama produselor noi și perfecționate.

Din liniile directoare ale dezvoltării economice și sociale a României pînă în anul 1990 reținem :

— În industrie producția va fi de 6,5—7,5 ori mai mare în anul 1990 decît în anul 1970 ;

— Construcția de mașini va înregistra în perioada 1981—1990 un ritm mediu anual de creștere de 9,5—11%.

Conferința națională a cercetării științifice, care a avut loc la București între 24 și 25 octombrie 1974 a stabilit :

— crearea de noi materiale și înlocuitori, apți de a se substitui materialelor scumpe și deficitare, pentru a contribui la reducerea continuă a cheltuielilor materiale de producție ;

— intensificarea activității de tipizare, unificare și standardizare a creșterii seriilor de fabricație, a utilizării cu eficiență maximă a tuturor resurselor materiale și umane ;

— în cadrul programelor de cercetare științifică și dezvoltare tehnologică, de introducere a tehnologiilor moderne, se va acorda o deosebită atenție activității de ,,engineering" în domeniul chimiei, construcțiilor de mașini etc.

Industria mecanizată reprezintă un progres uriaș în societate, și aceasta nu numai pentru că dezvoltă într-o măsură enormă forțele de producție și socializează munca în cadrul acestei societății, ci dă și un puternic impuls mișcării progresiste a societății. Pentru a respecta aceste principii este necesar ca în cercetarea de orice natură să se pornească de la respectarea legilor generale de cunoaștere. Formele gîndirii sînt mijloace ale cunoașterii, în ele omul reflectînd legitatea universală a naturii în veșnică mișcare [2]. Procesul de cunoaștere într-o ramură trece prin judecăți, raționamente, ipoteze, teorii noțiuni, categorisiri etc. Cunoașterea merge de la singular prin particular la general. În cadrul unității, a interacțiunii dintre cunoaștere și practică, primatul aparține celei din urmă. Știința, teoria, apare din nevoile practicii și ca generalizare a acesteia. Practica unește în sine realitatea nemijlocită, autenticitatea, cu cunoașterea necesității, căci pe de o parte practica este o activitate senzorială, materială a oamenilor, iar pe de altă parte, prin ea cercetătorul își verifică noțiunile și teoriile. Cercetarea științifică fiind primul pas din progresul tehnic, cu atît mai mult este necesar să se stabilească unele linii directoare, decît în alte ramuri. Determinarea acestor linii directoare, a sensului de evoluție în diferitele domenii ale științei și tehnicii, se face prin elaborarea unor prognoze.

Stabilirea categoriilor de prognoză se face în funcție de trei criterii [3] :

— după obiectivele urmărite ;

— după aria problemelor de care se ocupă ;

— după intervalul de timp.

După obiectivele urmărite prognozele pot fi :

a) **Explorative**, adică determinarea situației viitoare pornind de la realitățile prezentului.

b) **Normative**, adică determinarea în primul rînd a nivelului ce trebuie atins, cercetind apoi succesiunea de evenimente ce ar putea duce la realizarea acestui obiectiv.

c) **Metode cibernetice**, rezultanta îmbinării celor două forme de prognoză în cadrul unor sisteme în circuit închis, latura normativă fiind de fapt o verificare a viabilității determinării explorative.

După aria problemelor deosebim :

— **Prognoze parțiale, microprognoze**, care au ca obiectiv studierea dezvoltării viitoare a unui element simplu, un produs sau o tehnologie.

— **Prognoze generale**, **macroprognoze**, care urmăresc studierea dezvoltării viitoare a unei discipline, a unei ramuri economice sau a unei țări.

După intervalul de timp pentru care se întocmește avem :

— **Prognoze pe termen scurt**, de circa cinci pînă la șapte ani, corespunzătoare prognozelor normative caracteristice în special **domeniilor tehnice**.

— **Prognoze pe termen mediu**, de circa 15 ani — corespunzător prognozelor de explorare folosite pentru **cercetarea ştiinţifică.**

— **Prognoze pe termen lung**, de la 15 pînă la 50 de ani, aplicabile mai cu seamă în domeniul dezvoltării social istorice.

Considerăm că trebuie să determinăm parametrii de variaţie a dezvoltării unei capacităţi de cercetare — proiectare, într-un domeniu în care se cunoaşte necesitatea dezvoltării producţiei de bunuri, într-o anumită perioadă, şi anume să considerăm perioada 1975—1980. Admitem că dezvoltarea producţiei de bunuri materiale se dezvoltă în această perioadă conform figurii 1. Drept date de bază cunoaştem volumul producţiei de bunuri pentru perioada prognozată. Pentru introducerea progresului tehnic în ramura respectivă admitem creşterea novării în proporţii bine determinate din totalul producţiei. Cunoscînd aceste date, se poate obţine valoarea producţiei novate. Datele astfel obţinute sînt cuprinse în tabelul 1.

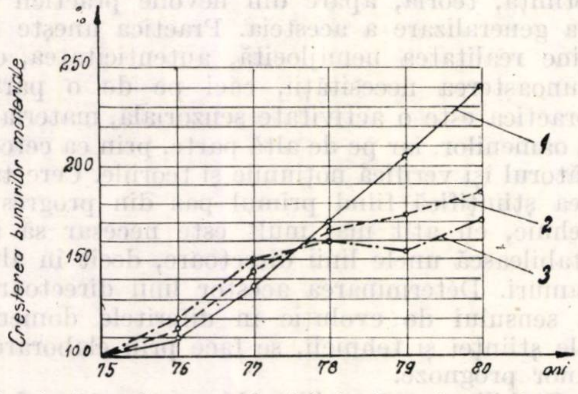


Fig. 1. Dezvoltarea producţiei de bunuri materiale pe prima perioadă de prognozare.

curba 1. creşteri de bunuri materiale în valori; curba 2. creşteri de bunuri materiale în tone; curba 3. creşteri de bunuri materiale în costuri.

Tabelul 1

Datele de bază folosite pentru prognozare

Anul	1976	1977	1978	1979	1980
Valoarea globală a producţiei de bunuri materiale (mil. lei)	1800	2000	2500	3000	3500
Creşterea producţiei novate în procente (%)	30	35	40	45	50
Valoarea producţiei novate (mil. lei)	540	700	1000	1350	1750
Valoarea activităţii de cercetare (mil. lei)	16,2	24,5	40,0	60,75	87,5

Dinamica producţiei de bunuri materiale pe perioada analizată şi a producţiei materiale la care activitatea de cercetare îşi aduce contribuţia (producţie novată) se prezintă conform figurii 2.

Dacă admitem o relaţie liniară între cele două activităţi (producţia bunurilor materiale la care contribuie cercetarea şi activitatea de cercetare propriu-zisă), atunci vom avea o dependenţă de forma :

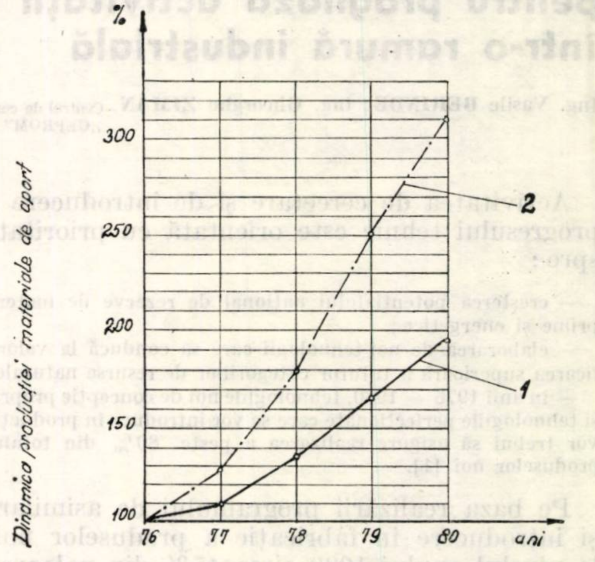


Fig. 2. Dezvoltarea producţiei de bunuri materiale pe prima perioadă de prognozare.

curba 1. dinamica producţiei materiale; curba 2. dinamica producţiei de bunuri materiale la care contribuie activitatea de cercetare

$$A_c = Q \cdot k \qquad (1)$$

unde : A_c este activitatea de cercetare (în milioane de lei) ;
Q — producţia de bunuri materiale la care contribuie activitatea de cercetare (în milioane de lei) ;
k — coeficientul de eficienţă proprie a activităţii de cercetare (%).

Presupunînd că valoarea coeficientului de interdependenţă-producţie novată — volum cercetare (coeficientul de eficienţă proprie) este proporţial cu procentajul de creştere a producţiei novate şi admiţînd un volum al activităţii de cercetare de 1/10% din valoarea producţiei novate, se obţin datele pentru A_c (vezi tabelul 1). Relaţia între dinamica producţiei de bunuri materiale la care contribuie activitatea de cercetare şi activitatea propriu-zisă de cercetare se va prezenta în figura 3.

Valorile astfel obţinute pentru activitatea de cercetare au deci la bază valorile planificate ale procentului de novare a producţiei şi cele ale producţiei globale prevăzute pentru perioada în cauză. În cazul în care se consideră datele acestea date reale, care devin valori **observate** la un moment dat, şi datele pentru volumul de cercetare obţinute din ele pot fi considerate drept valori **observate**. Se admite deci că valoarea activităţii de cercetare creşte pe măsura creşterii producţiei novate, dar într-un ritm mult mai rapid. Curbele reprezentînd cele două forme (producţia novată şi cercetarea) nu sînt paralele ci convergente.

Ţinînd seama de faptul că valoarea producţiei globale n-a crescut liniar în timp, nici cea a producţiei novate, valoarea cercetării nu se situează pe o dreaptă. Pe de altă parte, dacă considerăm că volumul activităţii de cercetare poate fi calculat şi prin alte metode şi plecăm de la ideea că datele obţinute astfel trebuie să fie apropiate de cele reale, **observate** în condiţiile unui calcul corect, trebuie să găsim o metodă de determinare a lor care să satisfacă aceste cerinţe. Notînd cu Y_i valorile activităţii de cercetare **observate**, şi cu y_i valorile calculate ale aceleiaşi serii dinamice, putem aplica pentru aceste valori metoda celor mai mici pătrate.

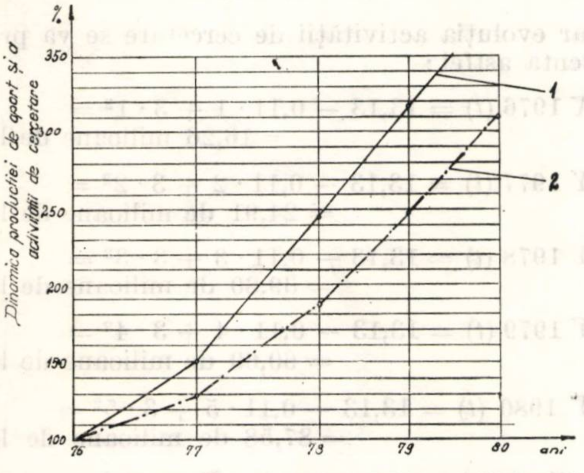


Fig. 3. Dezvoltarea producţiei materiale realizate prin contribuţia activităţii de cercetare pentru prima perioadă de prognozare.

curba 1. dinamica activităţii de cercetare în date **observate**; curba 2. dinamica producţiei materiale la care contribuie activitatea de cercetare.

Conform acesteia, pentru a avea o abatere minimă, cele două serii de valori (cele observate şi cele calculate) trebuie să îndeplinească relaţia:

$$U = \sum_{i=1}^{m} (Y_i - y_i)^2 = minim \tag{2}$$

În prima ipoteză presupunem că o asemenea apropiere a curbei valorilor **observate** şi ale celor calculate poate fi realizată şi în cazul în care cheltuielile de cercetare calculate cresc liniar în timp.

Deci, dacă $y = f(t)$ este o dreaptă în plan, atunci ecuaţia ei este:

$$Y = b_1 + b_2 \cdot t \tag{3}$$

Parametrii b_1 şi b_2 ai ecuaţiei se determină în aşa fel încît să îndeplinească condiţia:

$$U = \sum_{i=1}^{m} (Y_i - b_1 - b_2 \cdot t_i)^2 = minim \tag{4}$$

Stabilind şi anulînd derivatele parţiale ale expresiei U în raport cu b_1 şi b_2, avem:

$$\frac{\partial U}{\gamma b_1} = 2 \sum_{i=1}^{m} (Y_i - b_1 - b_2 \cdot t_i)(-1) = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\gamma U}{\gamma b_2} = 2 \sum_{i=1}^{m} (Y_i - b_1 - b_2 \cdot t_i)(-t_i) = 0 \tag{6}$$

De unde rezultă sistemul:

$$nb_1 + b_2 \sum_{i=1}^{n} t_i = \sum_{i=1}^{m} Y_i \tag{7}$$

$$b_1 \sum_{i=1}^{n} t_i + b_2 \sum_{i=1}^{m} t_i^2 = \sum_{i=1}^{m} Y_i \tag{8}$$

unde: $nb_1 =$ reprezintă $\sum b_1$.

Rezolvînd sistemul cu formulele lui Cramer, obţinem valorile parametrilor b_1 şi b_2:

$$b_1 = \frac{\sum_{i=1}^{m} Y_i \sum_{i=1}^{m} t_i^2 - \sum_{i=1}^{n} t_i \sum_{i=1}^{m} t_i Y_i}{n \sum_{i=1} t_i^2 - (\sum_{i=1} t_i)^2} \tag{9}$$

$$b_2 = \frac{n \sum_{i=1}^{n} t_i Y_i - \sum_{i=1}^{m} t_i \sum^{m} Y_i}{n \sum_{i=1}^{m} t_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{m} t_i\right)^2} \tag{10}$$

Se calculează sumele:

$$a = \sum_{i=1}^{m} Y_i = Y_1 + Y_2 + Y_3 + Y_4 + Y_5$$

$$b = \sum_{i=1}^{m} t_i = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5$$

$$c = \sum_{i=1}^{n} t_i Y_i$$

$$d = \sum_{i=1}^{n} t_i^2$$

$$e = \left(\sum_{i=1}^{n} t_i\right)^2$$

Calculînd valorile lui b_1 şi b_2 cu ajutorul relaţiilor (9) şi (10) obţinem datele din tabelul 2.

Utilizînd valorile de mai sus, se obţine volumul activităţii de cercetare Y_i (în milioane de lei) pentru anii 1976–1980, respectiv eroarea faţă de valorile **observate** conform tabelului 3.

Pentru o verificare mai concludentă a alegerii modelului matematic, în determinarea evoluţiei activităţii de cercetare vom folosi modelul matematic de forma polinomului $y - a + bt + ct^{\alpha}$, prin extrapolarea fenomenologică, cu condiţia ca evoluţia pentru perioada de bază

Tabelul 2

Date numerice pentru relaţiile (9), (10)

a	b	c	d	e	b_1	b_2
228,9	15	875,7	55	225	−10,8	18,8

Tabelul 3

Evoluţia activităţii de cercetare în timp (în valori calculate) şi erorile faţă de valorile „observate"

Anul	Y_i	R_i
1976	8	−8,2
1977	26,8	2,3
1978	45,6	5,6
1979	64,4	3,65
1980	83,2	4,3

şi de prognoză să nu conţină puncte de inflexiune; a, b şi c sînt parametri constanţi, iar α se alege pentru diferite perioade [4]. Această formă de polinoame se utilizează cu rezultate bune pentru prognoze în evoluţia ponderii cheltuielilor pentru cercetare din venitul naţional, din producţia globală sau pentru corelaţia dintre activitatea de cercetare şi diferiţi indicatori sintetici ai economiei, la prognozarea pe termen de la 5 pînă la 25 de ani.

Calculul parametrilor se efectuează cu relaţiile:

$$n \cdot a + b \sum_{i=1}^{n} t_i + c \sum_{i=1}^{m} t_i^{\alpha} = \sum_{i=1}^{m} Y_i$$

$$a \cdot \sum_{i=1}^{n} t_i + b \sum_{i=1}^{n} t_i^2 + c \sum_{i=1}^{n} t_i t_i^{\alpha} = \sum_{i=1}^{n} t_i Y_i \qquad (11)$$

$$a \sum_{i=1}^{n} t_i^{\alpha} + b \sum_{i=1}^{n} t_i t_i^{\alpha} + c \sum_{i=1}^{n} (t_i^{\alpha})^2 = \sum_{i=1}^{m} t_i^2 \cdot Y_i$$

Considerînd $\alpha = 2$, pentru perioada de prognozare pe 1976–1980 vom obţine datele din tabelul 4.

Tabelul 4

Anul	v_i	t_i^2	t_i^2	$(t_i^2)^2$	$t_i t_i^2$	$t_i v_i$	$t_i^2 v_i$
1	16,2	1^2	1^2	$(1^2)^2$	$1 \cdot 1^2$	$1 \cdot 16,2$	$1^2 \cdot 16,2$
2	24,5	2^2	2^2	$(2^2)^2$	$2 \cdot 2^2$	$2 \cdot 24,5$	$2^2 \cdot 24,5$
3	40,0	3^2	3^2	$(3^2)^2$	$3 \cdot 3^2$	$3 \cdot 40,0$	$3^2 \cdot 40,0$
4	60,75	4^2	4^2	$(4^2)^2$	$4 \cdot 4^2$	$4 \cdot 60,75$	$4^2 \cdot 60,75$
5	87,5	5^2	5^2	$(5^2)^2$	$5 \cdot 5^2$	$5 \cdot 87,5$	$5^2 \cdot 87,5$
TOTAL	228,95	55	55	979	225	865,7	3633,7

Înlocuind valorile din tabelul 4 în sistemul (11), determinăm valorile lui a, b şi c:

$$a = 13,13$$

$$b = -0,11$$

$$c = 3,011 \cong 3$$

iar evoluţia activităţii de cercetare se va prezenta astfel:

$$X\ 1976\ (t) = 13,13 - 0,11 \cdot 1 + 3 \cdot 1^2 = 16,26 \text{ milioane de lei}$$

$$Y\ 1977\ (t) = 13,13 - 0,11 \cdot 2 + 3 \cdot 2^2 = 24,91 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\ 1978\ (t) = 13,13 - 0,11 \cdot 3 + 3 \cdot 3^2 = 39,80 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\ 1979\ (t) = 13,13 - 0,11 \cdot 4 + 3 \cdot 4^2 = 60,69 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\ 1980\ (t) = 13,13 - 0,11 \cdot 5 + 3 \cdot 5^2 = 87,58 \text{ de milioane de lei}$$

Se poate uşor constata că modelarea este mai corectă aplicînd această formă a modelului, iar erorile vor fi:

$$(y_{ci} - y_i)^2 - (229 - 228,95)^2 = 0,0025$$

Dezvoltarea activităţii de cercetare sub forma unei curbe exponenţiale (unde $\alpha = 2$) este justificată pentru perioada 1976–1980, pentru a micşora decalajul faţă de ţările avansate, dar pentru perioada 1980–2000 acest model nu mai este corespunzător.

Alegem pentru perioada 1980–2000, $\alpha = 0,7$ (tabelul 5)

Tabelul 5

Anul	v_i	t_i^2	$t_i^{0,7}$	$(t_i^{0,7})^2$	$t_i t_i^{0,7}$	$t_i v_i$	$t_i^{0,7} v_i$
1	16,2	1^2	$1^{0,7}$	$1^{1,4}$	$1 \cdot 1^{0,7}$	$1 \cdot 16,2$	$1^{0,7} \cdot 16,2$
2	24,5	2^2	$2^{0,7}$	$2^{1,4}$	$2 \cdot 2^{0,7}$	$2 \cdot 24,5$	$2^{0,7} \cdot 24,5$
3	40,0	3^2	$3^{0,7}$	$3^{1,4}$	$3 \cdot 3^{0,7}$	$3 \cdot 40,0$	$3^{0,7} \cdot 40,0$
4	60,75	4^2	$4^{0,7}$	$4^{1,4}$	$4 \cdot 4^{0,7}$	$4 \cdot 60,75$	$4^{0,7} \cdot 60,75$
5	87,5	5^2	$5^{0,7}$	$5^{1,4}$	$5 \cdot 5^{0,7}$	$5 \cdot 87,5$	$5^{0,7} \cdot 87,5$
TOTAL	228,95	55	10,51	24,78	36,71	865,7	572,58

iar valorile lui a, b şi c, vor fi:

$$a = 28,3$$

$$b = 52,73$$

$$c = 67,00$$

evoluţia activităţii de cercetare va fi:

$$Y\ 1982\ (t) = 28,3 + 52,73 \cdot 7 - 67 \cdot 7^{0,7} = 135,81 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\ 1984\ (t) = 28,3 + 52,73 \cdot 9 - 67 \cdot 9^{0,7} = 190,95 \text{ de milioane de lei}$$

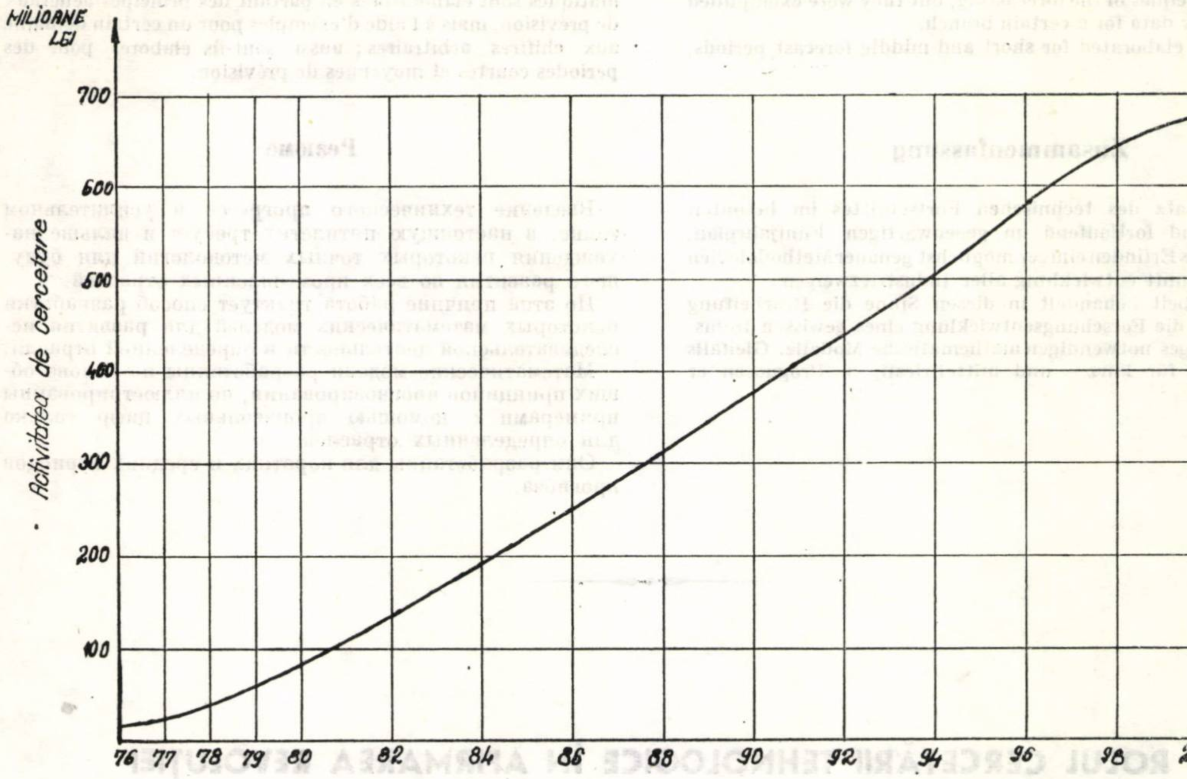


Fig. 4. Evoluția de dezvoltare a activității de cercetare pe cele două perioade de prognozare.

$$Y\,1986\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 11 - 67 \cdot 11^{0{,}7} = \\ = 249{,}37 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,1988\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 13 - 67 \cdot 13^{0{,}7} = \\ = 310{,}30 \text{ de milioanede lei}$$

$$Y\,1990\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 15 - 67 \cdot 15^{0{,}7} = \\ = 373{,}25 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,1992\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 17 - 67 \cdot 17^{0{,}7} = \\ = 437{,}87 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,1994\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 19 - 67 \cdot 19^{0{,}7} = \\ = 503{,}91 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,1996\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 21 - 67 \cdot 21^{0{,}7} = \\ = 571{,}13 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,1998\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 23 - 67 \cdot 23^{0{,}7} = \\ = 639{,}51 \text{ de milioane de lei}$$

$$Y\,2000\ (t) = 28{,}3 + 52{,}73 \cdot 25 - 67 \cdot 25^{0{,}7} = \\ = 673{,}53 \text{ de milioane de lei}$$

Reprezentînd grafic evoluția activității de cercetare în cele două perioade cu valorile obținute utilizînd cele două modele, se obține curba din figura 4.

Familia curbelor *S* este specifică dezvoltării progresului tehnic în general sau specifică unei anumite ramuri, subramuri sau domeniu. Este indicat a se alege modelarea proprie fiecărei perioade, cînd se elaborează o prognoză pe perioade scurte, în așa fel încît punînd modele în serie, să ne apropiem cît mai mult de familia curbelor *S*.

BIBLIOGRAFIE

[1] *** Prognoze și probleme prioritare ale industriei miniere și petroliere (ODPT) București, 1972.

[2] *IANTSCH, E.* Prognoza tehnologică, Ed. științifică, București, 1972.

[3] *POPESCU, I.* Dialogul știință-producție; Cabinetul pentru probleme de organizarea științifică a producției și a muncii, județul Ilfov.

[4] *** Prognoza și conflictele. Ed. militară, București, 1974.

Summary

The introduction of the technical progress at accelerated rate in the current five year plan, and further, requires to find some methodologies as accurate as possible, for the future development in all industrial branches. Thus, this paper deals with the mode of elaboration of some mathematic models for the development of research activity in a certain branch. The mathematical models are elaborated on the

Résumé

L'introduction du progrès technique en rythme accentué dans le présent plan quinquennal et de perspective exige des méthodes plus précises pour le futur développement dans tous les domaines industriels.

A ce but, cet ouvrage présente le mode d'élaboration de modèles mathématiques pour le développement de l'activité de recherche dans un certain domaine. Les modèles mathégeneral principles of the forecasting, but they were exemplified by arbitrary data for a certain branch.

They are elaborated for short and middle forecast periods, too.

Zusammenfassung

Der Einsatz des technischen Fortschrittes im betonten Rytmus und fortlaufend im gegenwärtigen Fünfjahrplan, erfordert das Erfinden einiger möglichst genauer Methodologien für die Zukunft entwicklung aller Industriezweigen.

Diese Arbeit behandelt in diesen Sinne die Bearbeitung einiger, für die Forschungsentwicklung eines gewissen Industrie — zweiges notwendigen mathematische Modelle. Gleifalls wurden sie für kurz — und mittelfriestigen Prognosen er arbeitet.

matiques sont élaboratorés en partant des principes généraux de prévision, mais à l'aide d'exemples pour un cértain domaine aux chiffres arbitraires ; aussi sont-ils élaborés pour des périodes courtes et moyennes de prévision.

Резюме

Введение технического прогресса в усилительном темпе, в настоящую пятилетку требует и дальше нахождения некоторых точных методологий для будущего развития во всех промышленных отраслей.

По этой причине работа трактует способ разработки некоторых математических моделей для развития исследовательской деятельности в определенной отрасли.

Математические модели разработанны на основе общих принципов прогнозирования, но иллюстрированны примерами с помощью произвольных цифр только для определенных отраслей.

Они разработанны для коротких и средних периодов прогноза.

* * *

ROLUL CERCETĂRII TEHNOLOGICE ÎN AFIRMAREA REVOLUŢIEI TEHNICO-ŞTIINŢIFICE

În cinstea ,,ZILEI CONSTRUCTORILOR DE MAŞINI'', în zilele de 2 şi 3 iulie 1976 a avut loc o sesiune tehnico-ştiinţifică, organizată de Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini (I.C.P.T.C.M.).

Lucrările sesiunii au fost deschise de tovarăşul director general al I.C.P.T.C.M. ing. Ion Crişan, care — în referatul ,,Tehnologia văzută ca sistem'' — a expus un cod teoretic de orientare pentru activitatea de proiectare tehnologică promovată în institut. Pornind de la observaţia axiomatică potrivit căreia automatizarea complexă a producţiei este posibilă numai în condiţiile în care unitatea de producţie acţionează ca un sistem integrat, susceptibil de a fi condus şi optimizat prin metode cibernetice, lucrarea analizează modul actual de proiectare a tehnologiei (în toate fazele sale) şi constată neajunsurile, cum ar fi proiectarea unor segmente izolate ale echipamentelor de producţie, dificil de corelat ulterior.

În consecinţă se propune o metodă nouă bazată pe ideea **tehnologiei ca sistem integrat**. Folosind noţiuni din teoria sistemelor se descrie conceptul general de ,,sistem de fabricaţie'' şi se analizează descompunerea lui în subsisteme. Elementele de progres ale acestei metode constau în faptul că — pe de o parte — se creează o bază pentru promovarea unei dotări corespunzătoare a întreprinderilor (linii de fabricaţie înalt automatizate, special concepute pentru fabricaţia unor grupe de produse similare, chiar şi pentru seriile mijlocii şi mici), iar — pe de altă parte — existenţa unui sistem flexibil de fabricaţie asigură apariţia unor familii de elemente modulare, cu un înalt grad de tipizare.

Tovarăşul dr. ing. Ioan Roman, directorul adjunct ştiinţific al I.C.P.T.C.M., a prezentat tendinţele actuale de dezvoltare a tehnologiilor neconvenţionale. Bazată pe o documentaţie la zi, lucrarea analizează şi explică raţiunile de apariţie şi ritmul rapid de dezvoltare a acestor tehnologii, ca o consecinţă a descoperirii unor materiale noi şi a creşterii gradului de complexitate a prelucrărilor. După o trecere în revistă a dezvoltării acestui domeniu în ţările industrializate, cu accentul pe răspîndirea utilajelor şi tehnologiilor respective în industrie, referatul studiază posibilităţile de promovare şi dezvoltare ale acestor procedee în ţara noastră. Se menţionează că **realizarea în 1975 a unor prototipuri** de astfel de maşini (printre care şi la I.C.P.T.C.M.) corelată cu o strategie tehnologică adecvată va accelera extinderea în ţara noastră a prelucrărilor neconvenţionale.

Una din secţiile sesiunii s-a ocupat de **organizarea fabricaţiei pe grupe de piese** — cale importantă pentru creşterea productivităţii muncii şi a calităţii producţiei. În legătură cu un nou sistem de concepere şi realizare a pregătirii tehnice a producţiei, impus de acest nou mod de organizare a fabricaţiei, directorul tehnic al I.C.P.T.C.M., tov. ing. Nicolae Dobre a prezentat stadiul pe plan mondial şi preocupările şi realizările institutului în acest domeniu, descriind noua concepţie de clasificare a pieselor, gruparea maşinilor-unelte, întocmirea tehnologiei de fabricaţie — game tehnologice, SDV-uri — modul de folosire a calculatorului.

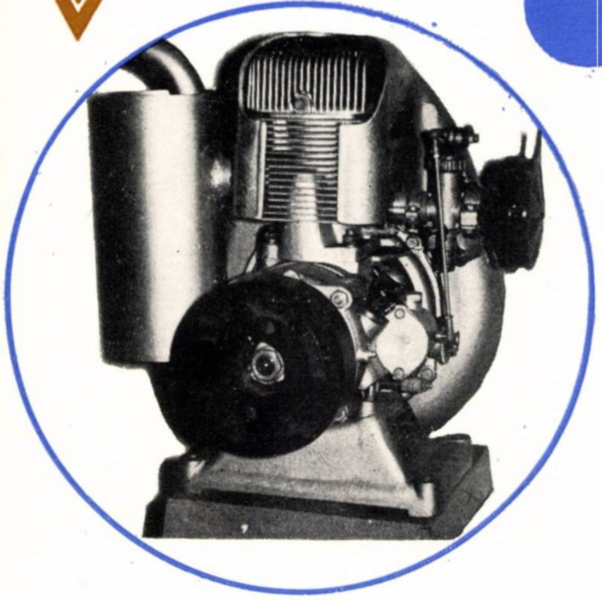
Au mai fost prezentate rezultatele organizării fabricaţiei pe familii de piese similare în cadrul unor celule — variantă a tehnologiei de grup — rezultatele obţinute în domeniul automatizării proiectării tehnologiilor de fabricaţie a pieselor de rotaţie, în diverse condiţii specifice, experienţa acumulată de I.C.P.T.C.M. în ceea ce priveşte concepţia şi utilizarea unor automate şi semiautomate de montaj, contribuţiile aduse la reducerea consumului de metal şi valorificarea cît mai completă a resurselor materiale.

Întreprinderea „TIMPURI NOI" București

VĂ OFERĂ:

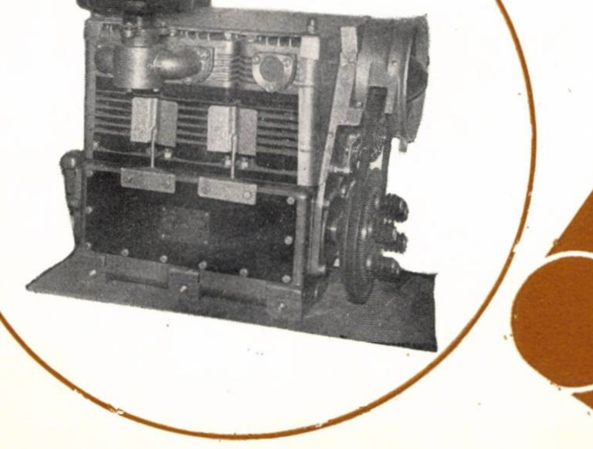
MOTOARE DIESEL ȘI MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

Tip	Turație, rot/min	Putere, CP	Răcire
D4	3 000	5	Apă
D12	1 200; 1 500 ; 1 800	8; 10; 12	Apă
D30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
GD30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
D30N	1 500	33	Apă
D107AN	1 500	46	Apă
D120-8V	1 500	100	Apă
2S9	3 000	7,5	Aer
S18	3 000	15	Aer
S50	3 000	40	Aer



ELECTROCOMPRESOARE ȘI MOTOCOMPRESOARE

Tip	Debit aer, m³/min	Presiune, at	Putere antrenare, kW	Capacitate recipient, l
ECR350	0,260	7—10	2,2	140
EC1	1,00	10 ; 12	15	150
EC1, 5	1,50	7	18,5	150
1 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 A320	2,50	10	19,5	—
3 EC2	2,20	10	20	—
2 EC5	4,70	7	40	135
1 EC10	9,5	7	75	135
2 EC10	5,6	7	55	—
2 MC5	5,00	7	40	135
MC10	9,50	7	143	170



COMPRESOARE

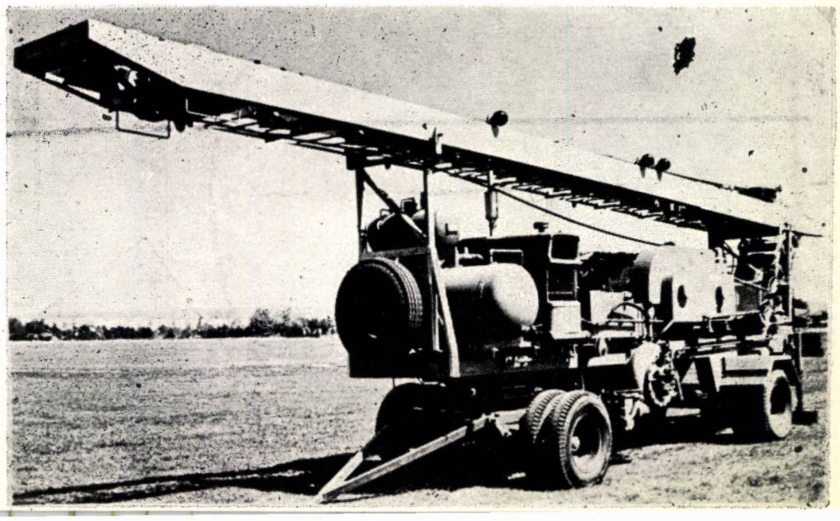
Tip	Debit aer, m³/min	Putere antrenare, kW	Presiune, at	Turație, rot/min
1C350	0,260	2,2	7—10	1 000
2C350	0,210	2,2	7,35	900
UP23—07A	1,00	12,3	10	670
6C1	0,725; 1; 1,5	9; 13; 17	12; 10; 8	750; 1000; 1500
1C501	2,24	17; 8; 20	10	825; 1 000
2C5	5,00	40	7	1 500
2C10	5,00	52	10—12	900

INTREPRINDEREA DE UTILAJ PETROLIER
TÎRGOVIŞTE

Upet

ESTE PROFILATA PENTRU EXECUTAREA URMATOAARELOR
UTILAJE DE FORAJ:

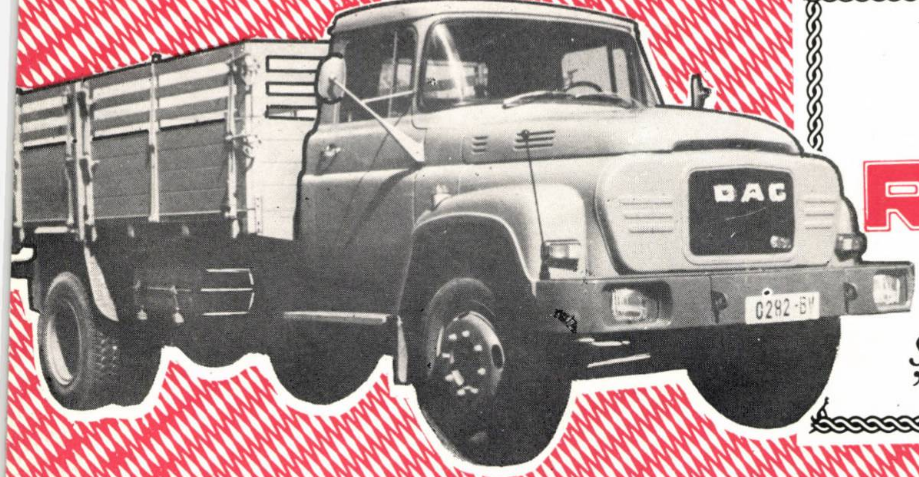
- Instalaţii de foraj : FS-1C; FS-1TS; FS-32 SISU; F-50 ROMAN; T-50B; F-100
- Instalaţii de foraj ape : FA-10; FA-12, 5; FA-20; FA-20/I; FA-32
- Instalaţii de intervenţie la sonde: IC-5M16; P-32 ROMAN; P-20 ROMAN; P-80
- Instalaţii de foraj în cariere: FA-60
- Racorduri şi reducţii pentru garnituri de foraj
- Lanţ rotary de 3" şi 4"
- Armături industriale de uz general, energetice, de reglaj de foraj extracţie etc.
- Automacarale de 55 tf
- Remorci : RA-12; RA-20; RP-40; RP-60; RUT-120
- Pompe de intervenţie 5 x 10 in
- Scule de foraj pentru toate instalaţiile ce se execută în întreprindere



ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE
BRAȘOV

Str. Poienilor Nr. 5
Telefon 921 / 37222
Telex 012203

ROMAN DIESEL



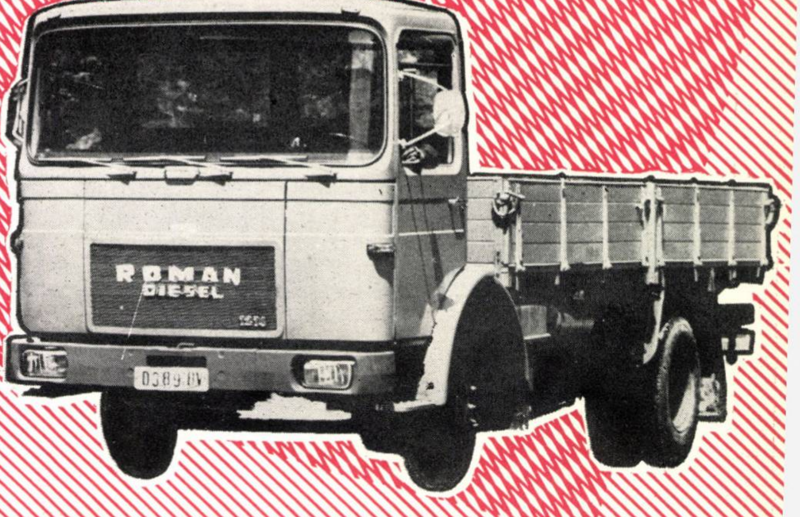
Vă oferă autovehicule

ROMAN DIESEL

și **DAC**

Echipate cu motoare diesel
puternice
economice
robuste

- cu una, două sau trei axe motoare
- cu cabină avansată, rabatabilă sau retrasă
- cu greutate totală rulantă între 9 420 - 26 000 kg


ROMAN DIESEL
0389-BV

A. *EXPORT activity*

1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

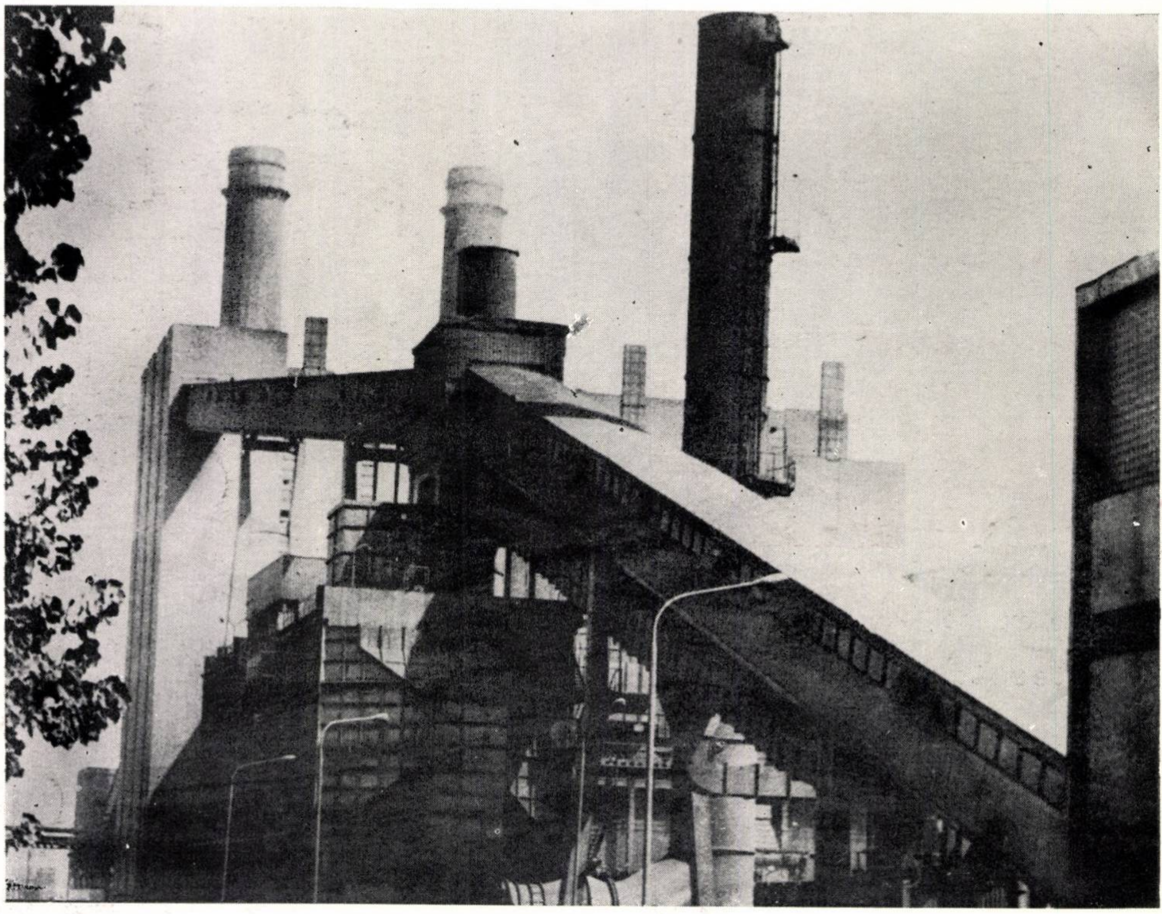
"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST

133,Victoriei Avenue; POB 2993;
Telex 011214; Telephone 50.25.35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA

B. *IMPORT activity*

1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.



uzinexportimport

întreprindere de comerț exterior

activity object of the foreign trade company uzinexportimport main products

mare putere!

ricarea raţională a
luselor de calitate
supune instalaţii care să
espundă şi în viitor
›r mai înalte exigenţe.

lizăm pentru dv. planuri,
iecte precum şi instalaţii
complexe care îndreaptă,
debitează, stivuiesc,
împachetează, cîntăresc şi
leagă **anual 1,5** milioane
de tone de bare
şi profile de oţel.

Pentru informaţii
suplimentare, specialiştii
noştri vă stau oricînd
-cu plăcere- la dispoziţie.

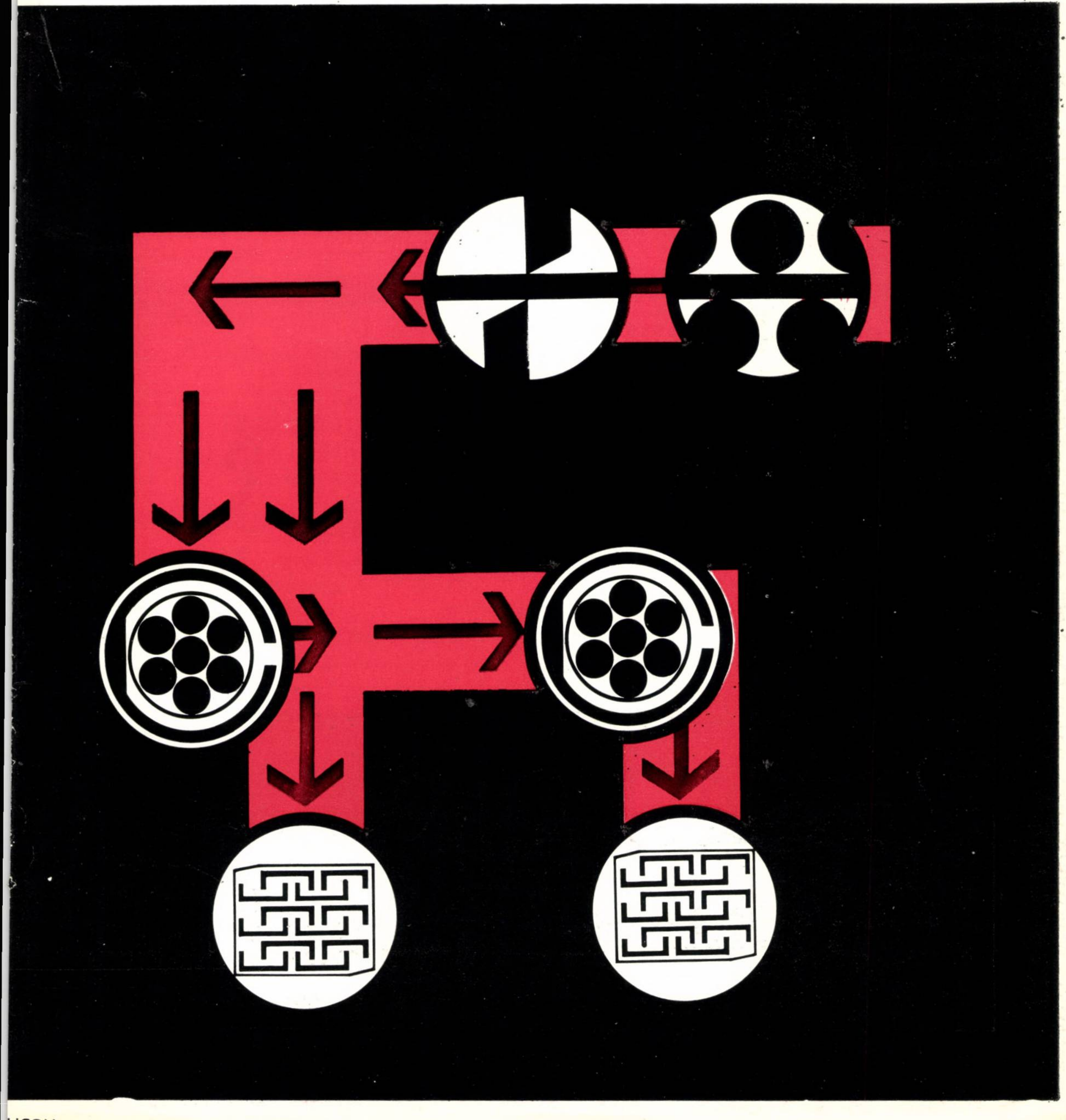
ormaţii privind exportul:

ţia comercială
mbasadei Republicii Democrate Germane în R. S. România
B INVEST EXPORT
ureşti 59, Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

SKET

VEB Schwermaschinenbau-Kombinat
Ernst Thälmann · Magdeburg

Exporteur:
INVEST EXPORT
Volkseigener Außenhandelsbetrieb
der
Deutschen Demokratischen Republik
Johannes-Dieckmann-Straße 7-9
DDR-108 Berlin

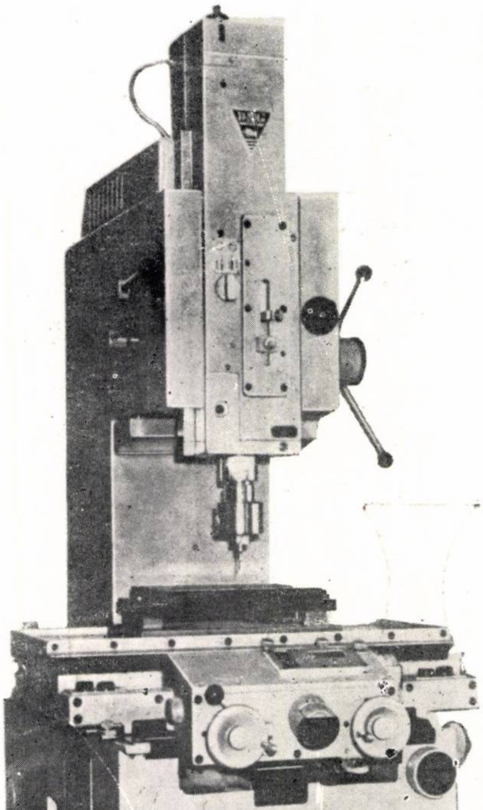


LICOM

MAŞINI DE POANSONAT MODEL 2421 ŞI 2431

mare precizie şi polivalenţă

Maşinile de acest model execută cu o mare precizie alezarea, frezarea, conturarea gabaritelor, controlul cotelor liniare şi a distanţelor între axe



AVANTAJELE CONSTRUCTIVE:

- O mare rigiditate care permite prelucrarea pieselor cu o precizie pînă la 0, 003 mm.
- Sistem de calcul şi de măsurare inductiv, unic în felul său, care permite o mare precizie în citirea coordonatelor.
- Reglarea continuă a numărului de rotaţii a broşelor
- Strîngerea automată a uneltelor.
- Mecanism de deplasare rapidă a mesei.
- Sistem de preafişare a coordonatelor cu aşezarea automată pe masă
- Dispozitiv de montare automată a manşonului portbroşă exact la adîncimea de prelucrare cerută.

Fişa tehnică	Model 2421	Model 2431
-Diametrul maxim de alezare, în mm	80	125
-Greutatea maximă admisă a piesei de prelucrat, kg	150	250
-Precizia de citire a coordonatelor, în mm	0, 001	0, 001
-Precizia de afişare a coordonatelor, în mm	0, 002	0, 002
-Suprafaţa utilă a mesei, în mm	250x450	320x560
-Numărul limită de rotaţii ale broşei pe minut	135-3000	75-30000

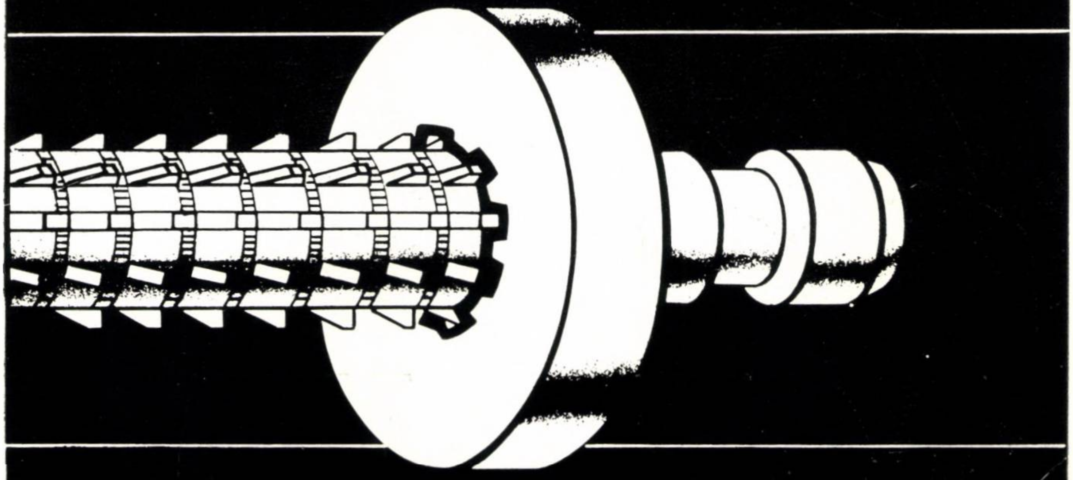
Exportator: V/O STANKOIMPORT
117839, Moscova V-342, URSS; 34/79, str. Obrucev

Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00
Telex : 7691; 7692; 7693.

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

Publicom

Lucrați cu metode moderne...



cu mașini-unelte de avangardă

Mașinile de broșat orizontale și verticale cu efort de tracțiune de 5 la 40 tf, pentru prelucrarea orificiilor de evacuare, deschise în prealabil sau nu, au următoarele caracteristici :

- Precizie de prelucrare a orificiilor:de la 0,05 mm pînă la 200 mm
- Finisare a suprafeței prelucrate: ∇6 la ∇9

La cererea clienților se livrează mașini de broșat orizontale și verticale din modelele 7 B 56, 7 B 66, 7 B 76 și altele reglate în prealabil pentru prelucrarea anumitor piese.

V/O STANKOIMPORT
34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS
Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334.76.00; 334.75.00

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

Sonete care funcţionează împreună cu maiurile de bătut piloţii, cu ţevi, acţionate de motoare diesel, fabricate în U.R.S.S.:

- efectuează baterea piloţilor metalici sau din beton armat la adîncimi de 12 la 14 m;
- sînt prevăzute cu un dispozitiv de deplasare pe şine, cu acţionare proprie;
- asigură baterea piloţilor exact în unghiul dorit şi se pot roti cu 360°;
- sînt complet mecanizate.

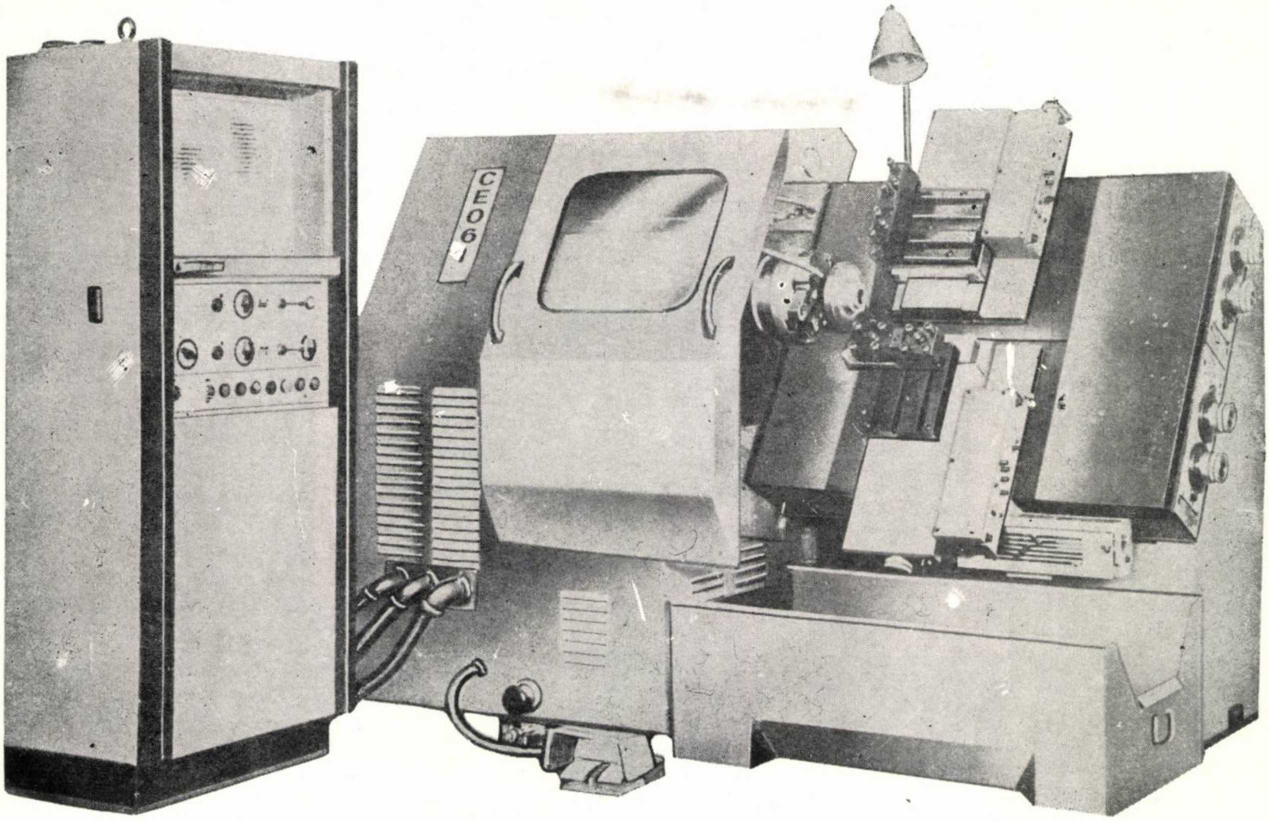
Pentru informaţii mai amănunţite, scrieţi-ne la următoarea adresă:

MACHINOEXPORT

☎ 147·15·42 ✉ SSSR MOSKVA 117330 ⚡ MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT ⚡ 7207

PUBLICOM

MACHINOEXPORT



STRUNG SEMIAUTOMAT MONOBROŞĂ cu comandă program CE 061

Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia

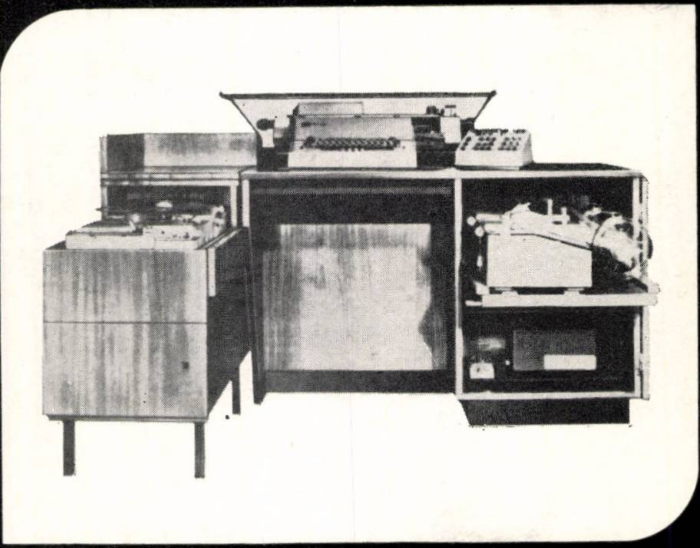
se foloseşte la prelucrarea de mare productivitate a flanşelor, a angrenajelor, a volanţilor, a rolelor tamburelor de frînă şi a altor piese de oţel, fontă sau metale neferoase, cu diametre pînă la 320 mm şi lungime pînă la 200 mm.

- Aceste maşini pot prelucra suprafeţe exterioare şi interioare cilindrice şi plane cu ajutorul a două cărucioare multiscule independente unul de altul şi care pot executa cele mai variate mişcări în lungul axelor X şi Y.
- Dispozitivul de comandă program al maşinii permite funcţionarea simultană sau alternativă a celor două cărucioare.
- Piesa de prelucrat se fixează printr-o mandrină electromecanică cu putere de stringere reglabilă.
- Maşina este de mare productivitate şi precizie în funcţionare.

BULGARIE

MACHINOEXPORT

PUBLICOM



Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

Prelucrarea automată a textelor cu colectarea concomitentă a datelor şi realizarea directă a codului standardizat de 7 biţi

"Daro 1415" este un automat cu comandă program, foarte eficient utilizat în organizare, cel mai indicat acolo unde trebuie să se repete de mai multe ori transcrierea unor cantităţi de informaţii relativ constante şi unde este nevoie de înregistrări în formă citibilă de o maşină pentru prelucrarea în calculatoare din cea de-a treia generaţie.

"Daro 1415" este o maşină de prelucrare a informaţiilor cu comanda prin diverse suporturi de informaţii (bandă perforată şi cartelă perforată) şi prin programe-tabele dependente şi independente de poziţia înregistrării. Efectuează schimbul de informaţii independent de maşina care va citi prin codul de 7 biţi cu 92 de semne imprimabile, iar memoria sa formulează comenzi şi indicaţii necuprinse în tastatură. Este o maşină de mare eficienţă.

daro 1415

Iată domeniile de utilizare a automatelor noastre pentru organizare "Daro 1415":

- raţionalizarea şi automatizarea activităţii de birou şi administraţie;
- înregistrarea automată a informaţiilor;
- imprimarea rezultatelor de la alte maşini;
- producerea benzilor perforate cu program pentru comanda numerică a maşinilor-unelte;
- colectarea datelor pentru maşinile de prelucrare electronică a datelor (dispozitive periferice de ordinul doi).

PUBLICOM

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

M. I. C. M.

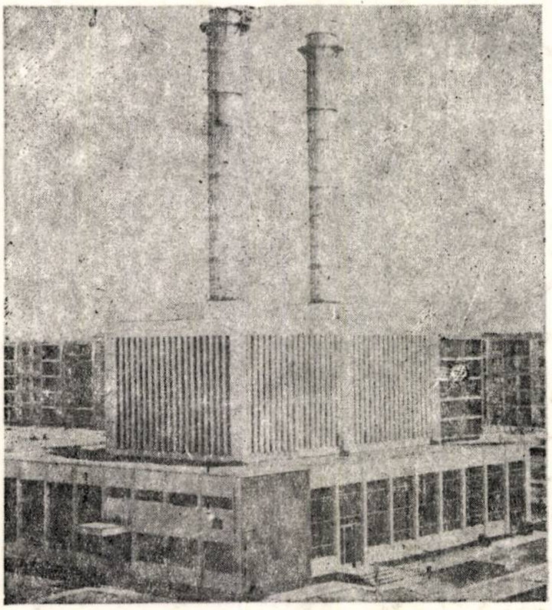
INTREPRINDEREA

VULCAN

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREŞTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 035 t/h

- Cazane de apă caldă
  de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
  pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
  GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

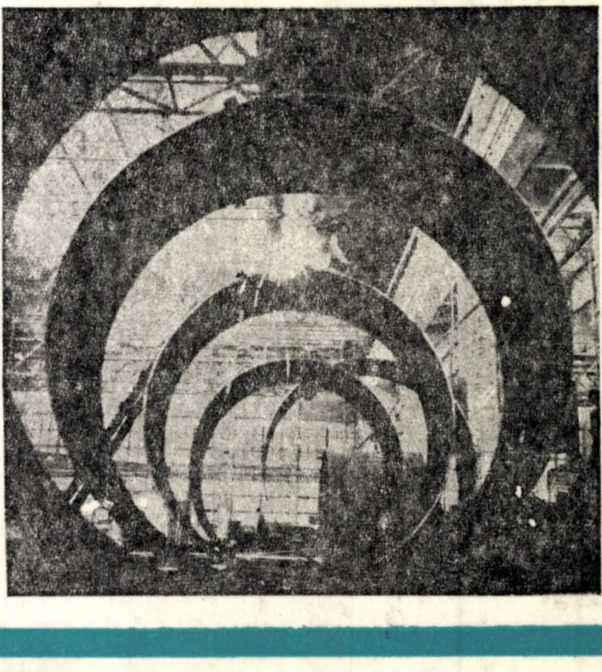
FONDATĂ 1904

1976 SEP 30

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1, 5 şi 1, 9 t



In cei peste 70 ani de existenţă
Intreprinderea VULCAN
a acumulat o bogată experienţă tehnică,
dispunînd de cadre cu înaltă calificare
şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.

EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E 3279

R

REFERAL

ICPTSC

CONSTRUCTIA DE MAȘINI

Număr editat cu ocazia Congresului internațional de turnătorie
București, 5—10 septembrie 1976

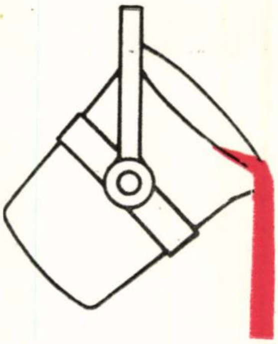
43 CIF

8

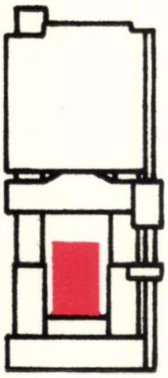
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 8 • AUGUST 1976

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE –
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES
Sos. Olteniţei nr. 105, BUCURESTI Telefon 83.21.70. Telex 11798 CALDE

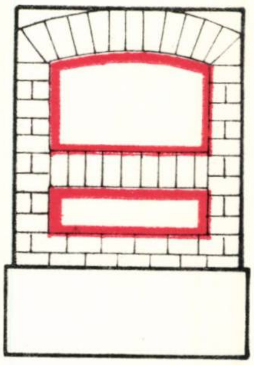
- Institutul, dispunînd de specialişti cu înaltă calificare, laboratoare modern utilate şi ateliere mobile, poate asigura, pe bază de contract, elaborarea lucrărilor de cercetare-proiectare şi asistenţă tehnică în domeniile:
- The institute has highly-skilled specialists, up-to-date equipped labs and service workshop trucks and can execute under contract research-design work and technical assistance in the following fields:



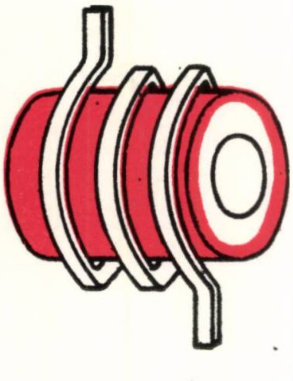
- Tehnologii, utilaje şi linii de formare, miezuire, turnare pentru fonte, oţeluri şi neferoase.
- Technologies, moulding-core making-casting lines and equipment for cast iron, steel and non-ferrous metals.



- Tehnologii şi utilaje pentru forjare, matriţare, extrudere.
- Forging, die forging and extrusion technologies and equipment.



- Tehnologii de tratamente termice şi termochimice, utilaje şi linii complexe, pentru oţeluri, aliaje speciale şi aluminiu.
- Technologies for heat and thermochemical treatment, equipment and complex lines for steel, special alloys and aluminium.



- Instalaţii şi tehnologii pentru încălzire-topire-călire, prin curenţi de inducţie.
- Installations and technologies for heating, melting and hardening by induction current.

- Studiul metalelor, expertize tehnice, tehnologii de sudare.
- Study of metals, technical expert appraisements, welding technologies.

SERVICE

- Asistenţă tehnică pentru punerea în funcţiune a liniilor şi instalaţiilor specifice sectoarelor calde.
- Technical assistance for commissionning hot processing lines and installations.

- **Pentru informaţii şi încheiere de contracte vă puteţi adresa direct institutului nostru sau prin UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucureşti, tel. 50.35.35., telex 11214.**
- **For inquiries and contracts you may contact directly our institute or UZINEXPORTIMPORT, Calea Victoriei nr. 133, Bucuresti, phone 50.35.35., telex 11214.**

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXVIII, Nr. 8, AUGUST 1976

CUPRINS

PROBLEME DE TURNĂTORIE

Număr editat cu ocazia Congresului internațional de turnătorie 5 — 10 septembrie 1976 — București

TRIPȘA, I. **Tehnologii moderne în scopul reducerii noxelor în turnătorii.** 401

SOFRONI, L., CONSTANTINESCU, A. : **Influența granulației bentonitelor asupra caracteristicilor amestecurilor de formare.** 403

CHIRICUȚĂ, I., RĂDOI, I., VIDA, M. : **Amestecuri cu rezistență ridicată în stare crudă destinate executării miezurilor de mare complexitate.** 408

DRĂGOI, FL., ȚIGĂNILĂ ELENA., RĂZVAN, C. **Procedeul de miezuire în cutii reci. Cercetări privind asimilarea procedeului COLD – BOX utilizînd lianți indigeni.** 412

COSTEA, GH. **Contribuții la realizarea tehnologiei de formare a inelelor cu ajutaje de la turbosuflanta motorului ALCO.** 417

ARTIMON, G. : **Considerații generale privind instalațiile pentru turnarea la joasă presiune.** 420

ARTIMON, G., PADAR, P., GHEORGHIU CLAUDIA, CHICULIȚĂ, I. : **Experimentări realizate la Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC) din București cu instalația românească pentru turnare continuă orizontală a semifabricatelor din aliaje neferoase.** 423

NOR, L., AXINTE ELENA : **Obținerea prin turnare centrifugală a bucșelor din fontă rezistente la uzură și coroziune, care se prelucrează prin așchiere.** 428

COJOCARU, V., EPURESCU, C., ARTIMON, G. : **Încercări experimentale pentru obținerea prin turnare a bucșelor mari (∅ 100 – 250) din stelit grad 6.** 432

PETRESCU, V., MARINCESCU, M. : **Căptușeli refractare pentru cuptoarele cu inducție destinate topirii aluminiului, a cuprului și a aliajelor lor.** 436

BRATU, C., CHIRA, I., RIPOȘAN, I., SAVU, M. : **Modul matematic pentru caracterizarea tendinței de degajare a gazelor din amestecurile de formare.** 442

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactori: RODICA MOLDOVEANU; ȘERBAN TEODORESCU

SUMAR

CZ ; 621.74 ;614.8 ;331.823

Tripșa, I. : **Tehnologii moderne în scopul reducerii noxelor în turnătorii.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 401

CZ ; 621.742.4 ;622.361.16

Sofroni, L., Constantinescu, A. : **Influența granulației bentonitelor asupra caracteristicilor amestecurilor de formare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 403

CZ ; 621.742.479 ;621.743

Chiricuță, I., Rădoi, I., Vida, M. : **Amestecuri cu rezistență ridicată în stare crudă destinate executării miezurilor de mare complexitate.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 408

CZ ; 621.743 ;666.96 ;621.742.48

Drăgoi, Fl., Țigănilă Elena, Răzvan, C. : **Procedeul de miezuire în cutii reci. Cercetări privind asimilarea procedeului COLD-BOX utilizînd lianți indigeni.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 412

CZ ; 621.7.043

Costea, Gh. : **Contribuții la realizarea tehnologiei de formare a inelelor cu ajutaje de la turbosuflanta motorului ALCO.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 417

CZ ; 621.74.043 ;621.74.06

Artimon, G. : **Considerații generale privind instalațiile pentru turnarea la joasă presiune.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 420

CZ ; 621.74.047 ;669.2/.8

Artimon, G., Padar, P., Gheorghiu Claudia, Chiculiță, I. : **Experimentări realizate la Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC) din București cu instalația românească pentru turnare continuă orizontală a semifabricatelor din aliaje neferoase.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 423

CZ ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91

Nor, L., Axinte Elena : **Obținerea prin turnare centrifugală a bucșelor din fontă rezistente la uzură și coroziune, care se prelucrează prin așchiere.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 428

CZ ; 621.74 ;621.827.174

Cojocaru, V., Epurescu, C., Artimon, G. : **Încercări experimentale pentru obținerea prin turnare a bucșelor mari (∅100—250) din stelit grad 6.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 432

CZ ; 621.365.5

Petrescu, V., Marincescu, M. : **Căptușeli refractare pentru cuptoarele cu inducție destinate topirii aluminiului, a cuprului și a aliajelor lor.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 436

CZ ; 621.742.4 : 51.001.2

Bratu, C., Chira, I., Riposan, I., Savu, M. : **Modul matematic pentru caracterizarea tendinței de degajare a gazelor din amestecurile de formare.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 8, p. 442

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1360

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC ; 621.74 ;614.8 ;331.823
Tripşa, I. : **Up-to-date technologies for reducing noxious sources in foundries.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 401

DC ; 621.742.4 ;622.361.16
Sofroni, L., Constantinescu, A. : **The influence of bentone granulation on the characteristics of the moulding batch.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 403

CZ ; 621.742.479;621.743
Chiricuţă, I., Rădoi, I., Vida, M. : **High resistence green sand for achieving high complexity cores.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 408

DC ; 621.743 ;666.96 ;621.742.48
Drăgoi, Fl., Ţigănilă, Elena, Răzvan, C. : **The cold-box core making process. Researches regarding the assimilation of the COLD-BOX process using domestic binders.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 412

DC ; 621.7.043
Costea, Gh. : **Contributions to the achievement of the nozzle-ring forming technology for the turbo-blower of the ALCO-motor.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 417

DC ; 621.74.043 ;621.74.06
Artimon, G. : **General considerations concerning the low-pressure casting foundry-plants.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 420

DC ; 621.74.047 ;669.2/.8
Artimon, G., Padar, P., Gheorghiu Claudia, Chiculiţă, I. : **Experiments carried out at the Bucharest Technological Research and Design Institute for Hot Processing (ICPTSC) with the Romanian foundry-plant for continuous horizontal casting of blanks of non-ferrous alloys.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 423

DC ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91
Nor, L., Axinte Elena : **Manufacture through centrifugal casting of wear and corrosion resistant cast iron sleeves, to be machined by cutting.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 428

DC ;621.74 ;621.827.174
Cojocaru, V., Epurescu, C., Artimon, G. : **Experimental tests for casting large-size degree 6 stelit liners (∅ 100−250 mm).**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 432

DC ;t621.365.5
Petrescu, V., Marincescu, M. : **Refractory linings for induction furnaces meant for melting aluminium, copper and their alloys.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 436

DC ; t621.742.4 ;51.001.2
Bratu, C., Chira, I., Ripoşan, I., Savu, M. : **Mathematical model for characterizing the gas releasing tendency of moulding sands.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 442

Attention

Foreign readers may subscribe through ILEXIM — Serviciul export — import presă, Calea Griviţei nr. 64—66, POB 2001, telex 011226 7000 Bucureşti

SOMMAIRE

CD ; 621.74 ;614.8 ;331.823
Tripşa, I. : **Technologies modernes pour la réduction des éléments nocifs dans les fonderies.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 401

CD ; 621.742.4 ;622.361.16
Sofroni, L., Constantinescu, A. : **Influence de la granulation des bentonites sur les caractéristiques des sables de moulage.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 403

CD ; 621.742.479 ;621.743
Chiricuţă, I., Rădoi, I., Vida, M. : **Mélanges à haute résistance, à l'état vert, pour l'exécution des noyaux complexes.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 408

CD ; 621.743 ;666.96 ;621.742.48
Drăgoi, Fl., Ţigănilă Elena, Răzvan, C. : **Procédé de noyautage en boites froides. Recherches sur l'assimilation du procédé COLD-BOX par l'emploi des liants fabriqués en Roumanie.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 412

CD ; 621.7.043
Costea, Gh. : **Contributions à l'élaboration de la technologie de moulage des anneaux aux ajutages, de la turbosoufflante du moteur ALCO.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 417

CD ; 621.74.043 ;621.74.06
Artimon, G. : **Considérations générales sur les installations de couleé sous basse pression.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 420

CD ; 621.74.047 ;669.2/.8
Artimon, G., Padar, P., Gheorghiu Claudia, Chiculiţă, P. : **Expérimentations effectuees à l'Institut technologique pour procédés á chaud (ICPTSC) de Bucarest avec l'installation roumaine pour la coulée continue horizontale des semi-fabriqués en alliage non-ferreux.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 423

CD ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91
Nor, L., Axinte Elena : **Réalisation par coulée centrifugale des bagues en fonte, résistantes à l'usure et à la corrosion, usineés par enlèvement de copeaux.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 428

CD ; 621.74 ;621.827.174
Cojocaru, V., Epurescu, C., Artimon, G. : **Essais expérimentaux pour l'exécution par coulée des grosses bagues au diamètre entre 100 et 250 mm, en stellite 6.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 432

CD ; 621.365.5
Petrescu, V., Marincescu, M. : **Pisés refractaires pour les fours à induction utilisés à la fusion de l'aluminium, du cuivre et de leurs alliages.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 436

CD ; 621.742.4 ;51.001.2
Bratu, C., Chira, I., Ripoşan, I., Savu. M. : **Modèle mathématique pour représenter la tendance des sables de moulage de dégager des gaz.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 8, p. 442

Attention

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă, calea Griviţei nr. 64 — 66, POB 2001; telex 011226, 7000 Bucureşti.

INHALTSVERZEICHNIS

DK ; 621.74 ;614.8 ;331.823

Tripşa, I. : **Moderne Technologien zur Verminderung schädlicher Substanzen in Giessereien.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 401

DK ; 621.742.4 ;622.361.16

Sofroni, L., Constantinescu, A. : **Die Wirkung der Bentonitkörnung auf Formmasse-Kenngrössen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 403

DK ; 621.742.479 ;621.743

Chiricuţă, I., Rădoi, I., Vida, M. : **Hochbeständiger Grünsand zur Fertigung von Komplexkernen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 408

DK ; 621.743 ;666.96 :621.742.486

Drăgoi, Fl., Ţigănilă Elena, Răzvan, C. : **Das Kernformverfahren in kalten Kerndrücker. Forschungen über den Einsatz des COLD-BOX-Verfahrens mit inländischen Bindemittel.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 412

DK ; 621.7.043

Costea Gh :, **Beiträge zru Erzielung der Formtechnologie für Düsenringe vom Turbogebläse des ALCO Motors.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 417

DK ; 621.74.043 ;621.74.06

Artimon G. : **Allgemeine Betrachtungen über Niederdruckgiessanlagen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 420

DK ; 621.74.047 ;669.2.8

Artimon, G., Padar, P., Gheorghiu Claudia, Chiculiţă, I. : **Bei dem bukarester Technologischen Forschungs – und Ewurfsinstitut für Warmbehandlung (ICPTSC) durchgeführten Versuche mit der rumänischen waagerechten Stranggiesseinrichtung für Halbfabrikaten aus NE-Legierungen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 423

DK ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91

Nor, L., Axinte Elena : **Schleudergussfertigung der verschleiss – und korrosionsbeständigen Gusseisenbüchsen, die der spanabhebender Bearbeitung unterworfen werden.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 428

DK ; 621.74 ;621.827.174

Cojocaru V. Epurescu, C., Artimon, Gh. : **Experimentalversuche für Gussherstellung von Grossbüchsen (∅100–250) aus Stelit Grad 6.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 432

DK ; 621.365.5

Petrescu, V., Marincescu, M. : **Feuerfeste Zustellungen für Induktionsöfen zum Schmelzen von Aluminium, Kupfer oder ihren Legierungen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 436

DK ; 621.742.4 ;51.001.2

Bratu, C., Chira, I., Riposan, I., Savu, M. : **Mathematisches Modell zum Kennzeichnen der Gasbildungstendenz in den Formmassen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, p. 442

Achtung!

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM – Serviciul export-import presă. Calea Griviţei nr. 64–66, Postschliessfach 2001, Fernschreiben 011226, 7000 Bucureşti

СОДЕРЖАНИЕ

DK ; 621.74 ;614.8 ;331.823

Трипша, И.: **Современные технологий, утилизировающие с целью уменьшения вредных источников в литейных заводах.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 401

DK ; 621.742.4 ;622.361.16

Софрони, А., Константинеску, А,: **Влияние гранулирования бентонитов на характеристик смешенией формовки.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 403

DK ; 621.742.479 ;621.743

Кирикуцэ, И., Рэдой, И., Вида, М.: **Смешения с высоким сопротивлением в сырое состояние, предназначенные разработки стерженев бэльшой сложности.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 408

DK ; 621.743 ;666.96 ;621.742.48

Дрэгой, Фл., Цигэнилэ Елена, Рэзван, К.: **Процесс стержение в холодные коробки. Исследования по отношению к ассимилированию процесса COLD-BOX использовающего туземные связывающие вещества.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 412

DK ; 621.7.043

Костеа, Гх,: **Вклады на выполнение технологий формирования колец с насадками турбовоздуходувки двигатели ALCO.**

Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 8, стр. 417

DK ; 671.74.043 ;621.76.06

Артимон, Г.: **Общие соображения по отношению к установкам для заливки при низкому давлению.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 420

DK ; 621.74.047 ;669.2/.8

Артимон Г., Падар, П., Георгиу, Клаудия, Кикулицэ, И.: **Экспериментирования осуществлявшие в Институте технологических исследовании и проектировании для тёплых секторов (ICPTSC) из Бухареста с румынским оборудованием за беспрерывной горизонтальной литьём полуфабрикатов из-за сплава цветных металлов.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 423

DK ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91

Нор, Л., Аксинте Елена: **Достижение через центробежное литьё коррозие-устойчивых и износостойких букс из-за чугуна, обрабатывавшие сквозь резание.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, ctp. 428

DK ; 621.74 ;621.827.174

Кожокару, В., Епуреску, К., Артимон, Г: **Экспериментальные испытания для достижения через литьё больших букс (Ø 100—250) из-за стеллита 6-го градуса.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 432

DK ; 621.365.5

Петреску, В. Маринческу, М.: **Огнеупорные футеровки для индукционных электропечей предназначенных плавлению алюминия, меди и своих сплавов.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 436

DK ; 621.742.4 ;51.001.2

Брату, К., Кира, И., Рипошан, И., Саву, М.: **Математический модель для характеризования тенденций снимания газов из смешений формования.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 8, стр. 442

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться ири ILEXIM—serviciul export-import presă—Calea Griviţei nr 64—66, P.O.B. 2001 telex 011226—7000 Bucureşti.

PROBLEME DE TURNĂTORIE

Număr editat cu ocazia Congresului internaţional de turnătorie
5–10 septembrie 1976 – Bucureşti

CZ; 621.74;614.8;331.823

Tehnologii moderne în scopul reducerii noxelor în turnătorii

Prof. dr. doc. ing. IOSIF **TRIPŞA**–Directorul Institutului de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde (ICPTSC) – Bucureşti

Se presupune că preocupările privind protejarea mediului împotriva poluării au o vechime remarcabilă, încă de pe vremea imperiului roman [1], şi ele s-au accentuat pe măsura progresului tehnic, economic şi social, ajungînd la actuala amploare datorită afirmării tot mai categorice a revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane. La simpozionul consacrat protejării mediului ambiant în sectoarele calde organizat acum doi ani la Tokio de „International Iron and Steel Institute", s-au prezentat date convingătoare care atestă că această ramură are o poziţie fruntaşă în combaterea poluării prin aplicarea unor noi tehnologii [2]. Necesitatea efortului de combatere a poluării în sectoarele calde rezultă din calculele care demonstrează că pentru a se menţine actualul nivel de puritate a mediului înconjurător se impune reducerea degajărilor de noxe odată cu creşterea volumului producţiei industriale şi anume cu 60 % în anul 1990 şi cu 80 % în anul 2000 faţă de situaţia actuală [3]. Reducerile degajărilor de noxe trebuie să fie însă şi mai mari, pentru a se asigura continuarea succeselor înregistrate în ultimele decenii, odată cu mecanizarea şi automatizarea proceselor de muncă, cu exhaustarea locală, carcasarea surselor de pulberi ş.a., care au redus sub jumătate coeficienţii de morbiditate şi de gravitate a cazurilor de îmbolnăviri profesionale [4]. Principalele direcţii pentru protejarea mediului în sectoarele calde sînt : perfecţionarea proceselor tehnologice existente, introducerea unor tehnologii moderne, folosirea unor metode eficiente de epurare a gazelor şi a apelor uzate, îmbunătăţirea construcţiei clădirilor şi a instalaţiilor pentru împiedicarea răspîndirii zgomotelor, folosirea unor materiale noi care pot fi captate şi recuperate în sistemele de epurare [5].

Iată cîteva exemple de tehnologii moderne introduse în ultimii ani în secţiile de topire ale turnătoriilor de fontă şi oţel din ţara noastră. Cea mai eficientă dintre acestea s-a dovedit trecerea la topirea fontei în cuptoarele cu inducţie fără miez din gama tipizată de 2 ; 3 ; 6,3 şi 12,5 tone proiectate de I.C.P.T.S.C. şi asimilate în fabricaţie de Intreprinderea „Independenţa" din Sibiu. Datorită excluderii arderii cocsului, în cazul topirii fontei în cuptoare cu inducţie degajările de gaze se reduc de şaptezeci pînă la de nouăzeci de ori, adică mult sub cele mai severe cerinţe ale normelor sanitare. În viitor aceste degajări de gaze pot fi reduse şi mai mult, prin trecerea la preîncălzirea încărcăturii metalice în benă înainte de introducerea ei în cuptoare, aşa cum se va proceda la noua turnătorie de fontă de la Intreprinderea „Tractorul" din Braşov. După obţinerea rezultatelor scontate la această întreprindere se va putea trece la extinderea preîncălzirii încărcăturii metalice, atît pentru cuptoarele cu inducţie cît şi la cele cu arc, ceea ce va aduce un plus de confort în turnătoriile cu puţine probleme de poluare, în comparaţie cu turnătoriile care folosesc încă o anumită perioadă de timp cubilouri pentru topire. Institutul stă ferm pe poziţia înlocuirii cît mai grabnice a cubilourilor cu cuptoare cu inducţie. Cu toate acestea, înlocuirea cubilourilor nu poate fi terminată în următorul cincinal din numeroase cauze tehnice, economice şi organizatorice. De aceea, considerăm necesară ameliorarea, în limitele posibile, a poluării atmosferei prin îmbunătăţirea funcţionării cubilourilor, dotîndu-le în primul rînd cu arzătoare care să asigure arderea completă în zona superioară a gazelor ce se degajă din încărcătura solidă. Aceasta conţine întotdeauna aşchii de fontă şi oţel îmbibate cu emulsii, uleiuri, grăsimi, care se transformă în fum poluant deoarece nu pot să ardă din lipsă de oxigen şi de căldură pentru aprindere. Studiile efectuate [6] dovedesc că introducerea unui mic arzător cu gaz

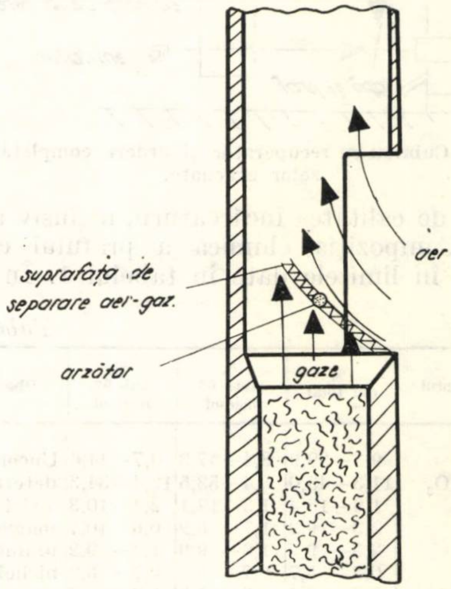


Fig. 1. — Poziţia corectă a arzătorului în partea superioară a cubiloului.

metan sau cu păcură în partea de sus a cubiloului (fig. 1) reduce substanțial poluarea atmosferei cu gaze, fără a reduce poluarea cu praf și căldură. Pentru aceasta este necesară introducerea unui sistem de epurare și răcire a gazelor, cu recuperarea primară a căldurii.

În figura 2 se prezintă un asemenea sistem de epurare eficient prevăzut la numeroase cubilouri în diferite țări. În hidroclon se captează între 4,5 și 23 kg de praf pe tona de fontă topită în funcție de calitatea încărcăturii, inclusiv a cocsului. Compoziția chimică a prafului captat variază în limitele date în tabelul 1. În locul hidrocloanelor pot fi folosite dispozitive de desprăfuire mai eficiente dar și mai scumpe, cum sînt filtrul electrostatic care costă de trei ori mai mult sau filtrul cu saci care costă de două ori mai mult. Interesant de arătat este faptul că simultan cu creșterea costului scade energia consumată de sistem. Pentru condițiile noastre se recomandă cu toate acestea folosirea hidrocloanelor ca fiind mai simple și mai sigure în exploatare.

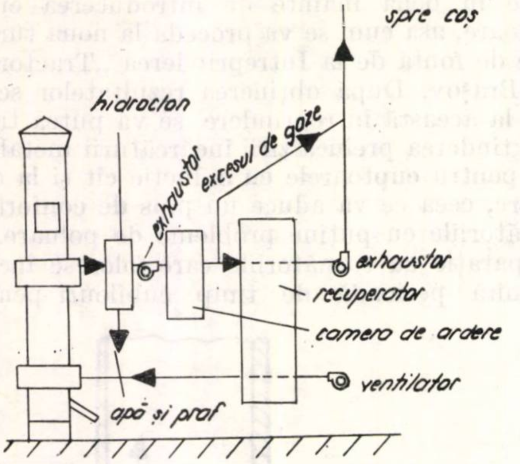


Fig. 2. — Cubilou cu recuperator și ardere completă a gazelor evacuate.

Tabelul 1

Componentul	% din total	% peste 63 microni	% sub 63 microni	Observații
SiO_2	9,3—39,9	8,4—47,3	0,7—44,6	Uneori se
$FeO+Fe_2O_3$	11,3—43,0	8,4—53,5	12,4—34,3	determină
CaO	1,9—13,4	1,3—12,1	2,4—10,3	oxizi de
ZnO	2,3— 9,2	1,7— 8,2	0,6—10,7	magneziu,
Al_2O_3	2,3— 9,7	1,6— 9,9	1,9— 9,2	plumb și
MnO	0,3— 5,7	0,7— 5,0	0,7— 8,9	nichel
S	0,8— 6,4	0,6— 5,8	1,2— 5,7	

În cîteva turnătorii de fontă dar mai ales în cele de oțel se folosesc cuptoare electrice cu arc. De obicei ele nu funcționează cu oxigen și ca urmare degajările de fum nu sînt foarte intense. Introducerea în viitor a preîncălzirii în benă a încărcăturii metalice va reduce în mare măsură noxele degajate. Merită atenție cu toate acestea sistemele eficiente de captare a gazelor degajate din cuptoarele cu arc (datorită neetanșeității din jurul ușii de încărcare și a electrozilor) adaptate la mai multe turnătorii de oțel, ca de exemplu la Întreprinderea „23 August„ din București, Întreprinderea de autocamioane din Brașov și „1 Mai" din Ploiești. Pentru cazul degajării intense a fumului brun, cînd se suflă oxigen direct în baia metalică pentru intensificarea procesului de elaborare a oțelului, se justifică introducerea schemei de epurare din figura 3, care asigură simultan trei funcții : arderea completă a gazelor evacuate pentru a împiedica evacuarea în atmosferă a unor componenți toxici, răcirea suficientă a gazelor înaintea evacuării în atmosferă și captarea prafului pentru a-i reduce concentrația de gaze evacuate sub norma sanitară de 100 mg/m^3 [7].

Mai puțin poluante s-au dovedit în practică cuptoarele cu inducție de medie frecvență necesare topirii oțelului, în special aliat și înalt aliat. Ca urmare, Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru sectoare calde asimilează cu ajutorul Întreprinderii „Metalica" din București, fabricația cuptoarelor de acest tip pentru încărcături de 75, 100, 250, 400 și 1000 kg. Primele exemplare date în funcțiune corespund cerințelor exigente puse în fața lor atît în ceea ce privește degajările de fum cît și nivelul de sonoritate, generatoarele electrice de medie frecvență cu ax vertical, produse de Întreprinderea de mașini electrice din București dovedindu-se deosebit de silențioase în exploatare. Pe baza exemplelor de mai sus, la care pot fi adăugate exemple de noi tehnologii eficiente din punctul de vedere al protecției mediului din domeniul formării, miezuirii, turnării, curățirii și altor operații din turnătoriile de fontă și oțel, se desprinde concluzia că stadiul actual al revoluției tehnico-științifice contemporane permite combaterea eficientă — mai ales prin introducerea unor noi tehnologii — a poluării mediului ambinat. Considerăm că este necesară o preocupare constantă în acest domeniu, așa cum manifestă unele întreprinderi, precum și Institutul de cercetări științifice

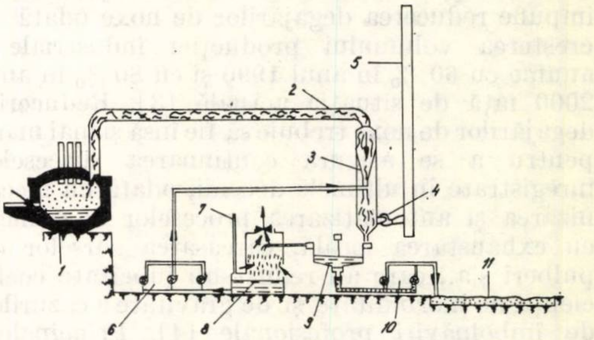


Fig. 3. — Captarea și epurarea gazelor de la cuptoarele electrice :

1 — cuptor electric cu arc ; 2 — canal de fum ; 3 — sac de praf ; 4 — exhaustor ; 5 — coș de fum ; 6 — pompe de apă ; 7 — apă pentru diluare ; 8 — răcitor ; 9 — decantor ; 10 — pompe pentru șlam ; 11 — decantor de șlam.

pentru protecţia muncii. Constatînd că în diferite ţări s-a obţinut o bună experienţă în acest domeniu, ni se pare indicată măsura de a înfiinţa în institutele de cercetări şi proiectări de specialitate laboratoare care să se ocupe în exclusivitate cu rezolvarea problemelor de combatere a poluării. Asemenea laboratoare funcţionează de exemplu în cadrul Institutului de metalurgie din Gliwice (R. P. Polonă) [3], a Institutului „IRSID" de la Mesière-le-Mets (Franţa) [8], a Institutului „BCIRA" (Anglia) [6].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gibbon, E.:* Declinul şi căderea imperiului roman. Ediţia originală engleză din 1776.

[2] *Lioret, J.:* Symposium sur le contrôle de l'environnement dans l'industrie sidérurgique (Tokyo, 18—21 février 1974). „Revue de métallurgie", Paris, 1974, nr. 11, 819—821.

[3] *Biczysko, J.:* Kierunki dzialnia hutnictva zelaza i stali dlea zmniejsczenia srodowiska. „Prz. now. hutnictva zeleza", Varşovia, 1974, nr. 2, 62—64.

[4] *Weber, H.J.:* 75 Years of Progress in Foundry Ecology „Modern Casting", New-York, 1972, nr. 5, 41—44.

[5] *Johann, H.P.:* Die Anlagentechnik aus der Sicht des Umweltschutes. „Techniche Mitteilungen. Mannesmann" Düsseldorf, 1974, nr. 7—8, 339—340.

[6] *Shaw F.M.* Iron foundry air pollution in the United Kingdom „The British Foundryman", London, 1972, nr. 3, 90—105.

[7] * * * *Ugine Aciers* La lutte contre la pollution à l'usine de Fossur-Mer. „Revue de métallurgie", Paris. 1974, nr. 11, 813—818.

[8] *Raguin, J.:* Le laboratoire d'étude et de contrôle de l'environnement sidérurgique (LECES) În: „Revue de métallurgie", Paris, 1974, Nr. 11, 781—783.

Summary

The work discusses the main directions for environmental protection in hot processing, indicating for several fields of activity some technologies and practical solutions which proved to be efficient for reducing noxious sources in foundries.

Résumé

L'ouvrage présente en dernière analyse les principales directions des recherches sur la protection de l'environnement dans les secteurs pour procédés à chaud. Pour quelques domaines d'activité on indique quelques technologies et solutions pratiques qui se sont révélées avantageuses pour la réduction des éléments nocifs dans les fonderies.

Zusammenfassung

Der Beitrag gibt im wesentlichsten die Hauptrichtlinien für den Umweltschutz in den Abteilungen für Warmbehandlung an, wobei für einige Arbeitsgebiete eine Reihe von Technologien und praktische Lösungen, welche sich als wirksam für die Verminderung der schädlichen Substanzen in den Giessereien beweiesen haben, beschrieben werden.

Резюме

В работе предсавлены главные направления для защиты среды в горячих цехах. Также указаны технологии и практические действующие решения для снижения количества отравляющих веществ в литейных цехах.

◆

CZ ; 621.742.4 ;622.361.16

Influenţa granulaţiei bentonitelor asupra caracteristicilor amestecurilor de formare

Prof. dr. ing. L. SOFRONI-Institutul politehnic – Bucureşti
Şef lucr. ing. A. CONSTANTINESCU – Universitatea din Braşov

1. Influenţa granulaţiei

Rezistenţele mecanice ale unui amestec de formare sînt puternic influenţate de valoarea forţelor de adeziune şi coeziune ce apar în sistemul nisip-bentonită-apă. Forţele de adeziune şi coeziune sînt la rîndul lor independente de caracteristicile peliculei de liant dezvoltate pe granulele de nisip. Deoarece masa granulară refractară (nisipul) trebuie să fie de dimensiuni relativ mari, este necesar ca liantul să posede o granulaţie cît mai fină, pentru a se asigura astfel producerea unor pelicule subţiri, uniforme şi puternice, pelicule ce vor conferi amestecului de formare rezistenţe superioare [1.2]. Pentru punerea în evidenţă a influenţei granulaţiei bentonitelor asupra proprietăţilor amestecurilor de formare s-au utilizat trei bentonite şi anume : bentonita Oraşul Nou (ON), bentonita Valea Chioarului (VC) şi bentonita Oarda Ciugud (OC). Amestecurile de formare au fost preparate conform reţetei cu 90 % nisip Aghireş dublu spălat (M50 = 0,34 mm şi PL = 0,8 %), 10 % bentonită de o anumită clasă dimensională şi 5 % apă. Înainte de utilizare bentonitele amintite au fost supuse unor prelucrări preliminare. Bentonitele pulverulente au fost umectate puternic cu apă, obţinînd o pastă consistentă, care a fost uscată la temperatura de 105°C timp de patru zile, obţinînd o masă compactă suficient de dură. Aceasta a fost sfărîmată grosolan într-un amestecător de laborator ai cărui tăvălugi au fost suspendaţi la 2 mm faţă de partea de jos a cuvei. Produsul sfărîmat a fost clasat pe granulometru, obţinînd opt clase dimensionale de bentonite (1,40 ; 1,00 ; 0,63 ; 0,32 ; 0,20 ; 0,10 ; 0,06 şi sub 0,06 mm). Cu bentonitele astfel clasate s-au pregătit amestecuri de formare cărora li s-au determinat caracteristicile următoare :

Rezistenţele la compresiune (σ_c); forfecare (σ_f) şi tracţiune (σ_t) la crud ; rezistenţa la tracţiune în stratul umed de condensare (σ_{su}); permeabilitatea (P); compresibilitatea (C) şi rezistenţele la compresiune ($\sigma_{c\ uscat}$) şi forfecare ($\sigma_{f\ uscat}$) a epruvetelor uscate.

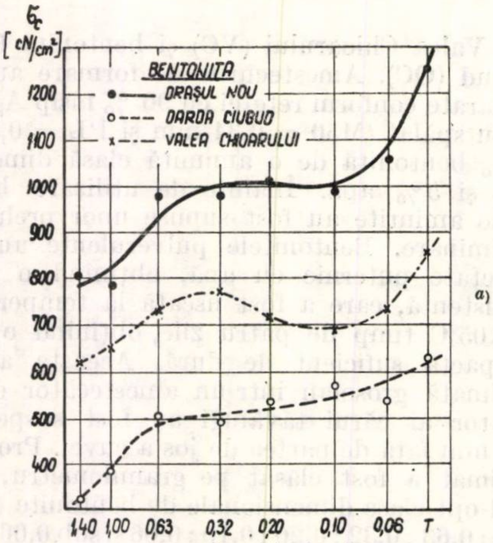
Valorile medii ale acestor caracteristici sînt date în tabelul 1 :

Tabelul 1

Caracteristica	Bentonita	GRANULAŢIE - mm -							
		1,40	1,00	0,63	0,32	0,20	0,10	0,06	Tavă
σ_c cN/cm²	ON	805	782	986	985	1010	989	1063	1253
	OC	321	382	503	497	542	569	543	628
	VC	621	651	736	771	713	699	735	853
σ_f cN/cm²	ON	182	189	265	284	284	307	333	400
	OC	126	147	183	147	174	191	213	233
	VC	157	186	216	224	199	208	222	278
σ_t cN/cm²	ON	116	120	169	181	181	196	212	255
	OC	80	94	117	96	111	122	136	148
	VC	100	119	137	143	127	132	142	177
σ_{su} cN/cm²	ON	7,85	8,35	9,15	9,40	8,34	7,85	8,49	9,44
	OC	8,91	10,29	7,02	7,62	6,21	6,21	7,19	7,94
	VC	33,02	35,14	38,08	38,74	36,94	36,78	37,76	40,20
P u.p	ON	183	195	199	190	186	177	200	207
	OC	201	190	178	180	168	172	168	173
	VC	197	194	186	185	183	184	187	197
C %	ON	57,0	63,5	61,0	62,0	62,5	62,5	61,0	59,5
	OC	53,0	59,5	63,5	64,0	63,5	63,0	63,0	63,0
	VC	64,0	65,0	65,5	66,0	66,5	66,5	66,0	65,0
$\sigma_{c\ uscat}$ cN/cm²	ON	2680	2697	3171	3727	3530	3645	3596	4298
	OC	1699	2959	5524	5933	6195	5916	6734	7485
	VC	3481	4839	5949	6276	7518	7551	7584	7682
$\sigma_{f\ uscat}$ cN/cm²	ON	762	1101	1079	1048	1170	1040	1030	868
	OC	723	974	932	1405	1128	1252	1405	1814
	VC	8,7	1209	1504	1667	1634	1733	1733	1765

Folosind rezultatele date în tabelul 1 s-au ridicat curbele de variaţie pentru rezistenţele la compresiune (σ_c), forfecare (σ_f) şi la tracţiune în stratul umed de condensare (σ_{su}), precum şi pentru permeabilitate (P).

Funcţie de clasa dimensională a bentonitei utilizate se obţin rezultate diferenţiate şi anume : caracteristici inferioare pentru clasele de liant cu granulaţie mare şi caracteristici superioare pentru clasele fine de liant. În general toate caracteristicile amestecurilor cresc ca



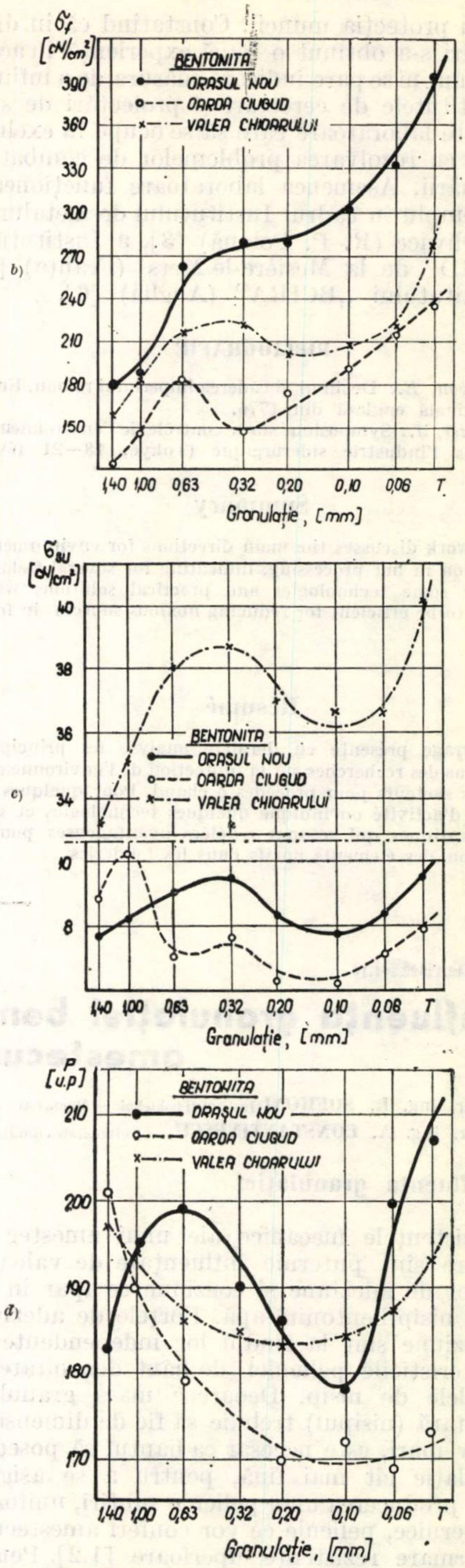


Fig. 1 — Influenţa granulaţiei pulberii de bentonită folosită la prepararea amestecurilor de formare asupra rezistenţei la compresiune (*a*), asupra rezistenţei la forfecare (*b*), asupra rezistenţei la tracţiune în stratul umed de condensare (*c*) şi asupra permeabilităţii (*d*).

valoare pe măsura utilizării unor bentonite cu granulaţii ce scad de la 1,40 mm la sub 0,06 mm. Astfel :

— rezistenţele la compresiune la crud (fig. 1, *a*) cresc pe intervalul considerat cu 56 % pentru bentonita Oraşul Nou, cu 98 % pentru bentonita Oarda Ciugud şi cu 37 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— rezistenţele la forfecare la crud (fig. *1, b*) cresc cu 22 %, 85 % şi 77 % pentru cele trei bentonite luate în aceeaşi ordine ;

— rezistenţele la tracţiune în stratul umed de condensare (fig. *1, c*) cresc cu 22 % pentru bentonita Valea Chioarului, iar pentru bentonitele Oraşul Nou şi Oarda Ciugud modificările sînt neesenţiale pe intervalul de 1,40—0,06 mm, prezentînd creşteri pentru clasele cele mai fine de bentonite ;

— permeabilităţile (fig. *1, d*) prezintă valori minime la egalitatea granulaţiei nisipului cu cea a bentonitei ; pentru clasele foarte fine de bentonite valorile permeabilităţilor cresc.

Încercările efectuate cu bentonite cu granulaţie mare, obţinute prin sfărîmarea grosolană a pastelor uscate şi clasate, demonstrează influenţa nemijlocită a granulaţiei liantului asupra caracteristicilor amestecurilor de formare. La utilizarea claselor dimensionale mari proprietăţile amestecurilor au valori reduse, deoarece amestecarea liantului cu nisipul nu se poate efectua corect, peliculele de liant dezvoltate pe granulele de nisip fiind neuniforme, discontinue şi slabe. În grăunţele de bentonită formate prin uscarea şi măcinarea pastelor, chiar dacă nu s-au readus agregatele cristaline în forma lor iniţială, forţele de legătură ce apar în fragmentele reunite sînt suficient de mari pentru a nu permite dezagregarea noii formaţii în timpul procesului de amestecare. În cazul bentonitelor normale, neprelucrate suficient, cu granulaţii mari, fenomenele puse în evidenţă mai sus se produc cu o şi mai mare intensitate şi deci cu cît granulaţia acestora după măcinare va fi mai mare, cu atît proprietăţile amestecurilor preparate vor fi mai scăzute.

Prelungirea timpului de amestecare prin care se obţine o oarecare finisare a granulaţiei bentonitelor este neindicată, fiind neeconomică şi greu de controlat.

Bentonitele folosite în experimentări, deci şi cele din turnătorii, au granulaţii relativ mari. Conform STAS 3624—74 refuzul admis cumulat pe sitele 0,1 şi 0,06 mm este de maximum 35 %*. Bentonitele utilizate au avut acest refuz cuprins între 40 şi 70 %. Este normal că această granulaţie mare influenţează negativ proprietăţile amestecurilor de formare. În diagramele din figura 1 se observă scăderi mai mari sau mai mici ale valorilor caracteristicilor principale ale amestecurilor pentru granulaţiile cuprinse între 0,32 mm şi 0,10 mm, scăderi ce se datoresc suprapunerii granulaţiei bentonitelor pe granulaţia nisipului utilizat, cît şi datorită componentelor nelevigabile şi inactive ale bentonitelor ce au tocmai aceste dimensiuni, componente ce se separă din masa de bentonită în procesul de măcinare-clasare.

Pentru obţinerea unor amestecuri de formare calitativ superioare urmează a fi luate o serie de măsuri necesare atît la pregătirea componentelor, cît şi la prepararea acestor amestecuri. La pregătirea bentonitelor este necesar să se acorde mai multă atenţie granulaţiei acestora, deoarece în general nu sînt respectate indicaţiile standardului. De asemenea, se poate considera că granulaţia impusă de standard este prea mare, fiind necesare limite mai strînse spre dimensiunile mai mici ale particulelor de bentonită. Printr-o măcinare şi o clasare atentă se poate înlătura şi o cantitate mai mare din sterilul din bentonite şi totodată se poate obţine o granulaţie mai fină şi mai uniformă a lor.

2. Influenţa superfinisării granulaţiei

Cunoscînd faptul că o granulaţie fină a bentonitelor conferă amestecurilor caracteristici superioare, s-au efectuat unele încercări de superfinisare a granulaţiei. Pentru efectuarea superfinisării granulaţiei bentonitelor s-a adoptat metoda de măcinare umedă utilizînd un dispersor coloidal. Superfinisarea se produce prin trecerea pastelor de bentonite, cu umiditatea cuprinsă între 60 şi 80 %, printr-un set de rulmenţi cu role conice montaţi strîns în tubul dispersorului coloidal. Prin construcţie dispersorul permite recircularea pastelor prin interiorul său, pînă la atingerea superfinisării dorite. Experimental s-a stabilit că la trecerea de circa 25 de ori a pastelor prin dispersor se atinge superfinisarea maximă posibilă pentru acest tip de aparat. Pastele de bentonite prelucrate prin dispersor au fost supuse unor operaţii de verificare preliminară ce au constat în determinarea umidităţii (U), a indicelui albastru de metilen (AM) şi a forţei specifice de adeziune (FA) [2]. Încercările de utilizare directă a pastelor de bentonite superfinisate pentru prepararea de amestecuri s-au dovedit dificile datorită conţinutului redus de liant (2,5 %) în raport cu umiditatea (5 %) a amestecului [2]. Pentru a reduce bentonitele în stare pulverulentă s-a recurs la o prelucrare unitară a tuturor probelor, prin uscare la 105°C şi măcinare într-o moară cu elice. Datorită acestei prelucrări unitare singurul factor rămas variabil a fost granulaţia intimă superfinisată a bentonitelor. Bentonitele astfel prelucrate au fost utilizate pentru prepararea unor amestecuri de formare după reţeta dată anterior.

În tabelul 2 se prezintă rezultatele globale ale încercărilor efectuate şi ale caracteristicilor amestecurilor. S-au ridicat de asemenea curbele de variaţie ale rezistenţelor la compresiune (σ_c), la forfecare (σ_f), la tracţiune în stratul umed de condensare (σ_{su}), precum şi pentru permeabilitate (P), pentru indicele albastru de metilen

---

* (Nu la toate sorturile prevăzute în STAS 3624-74).

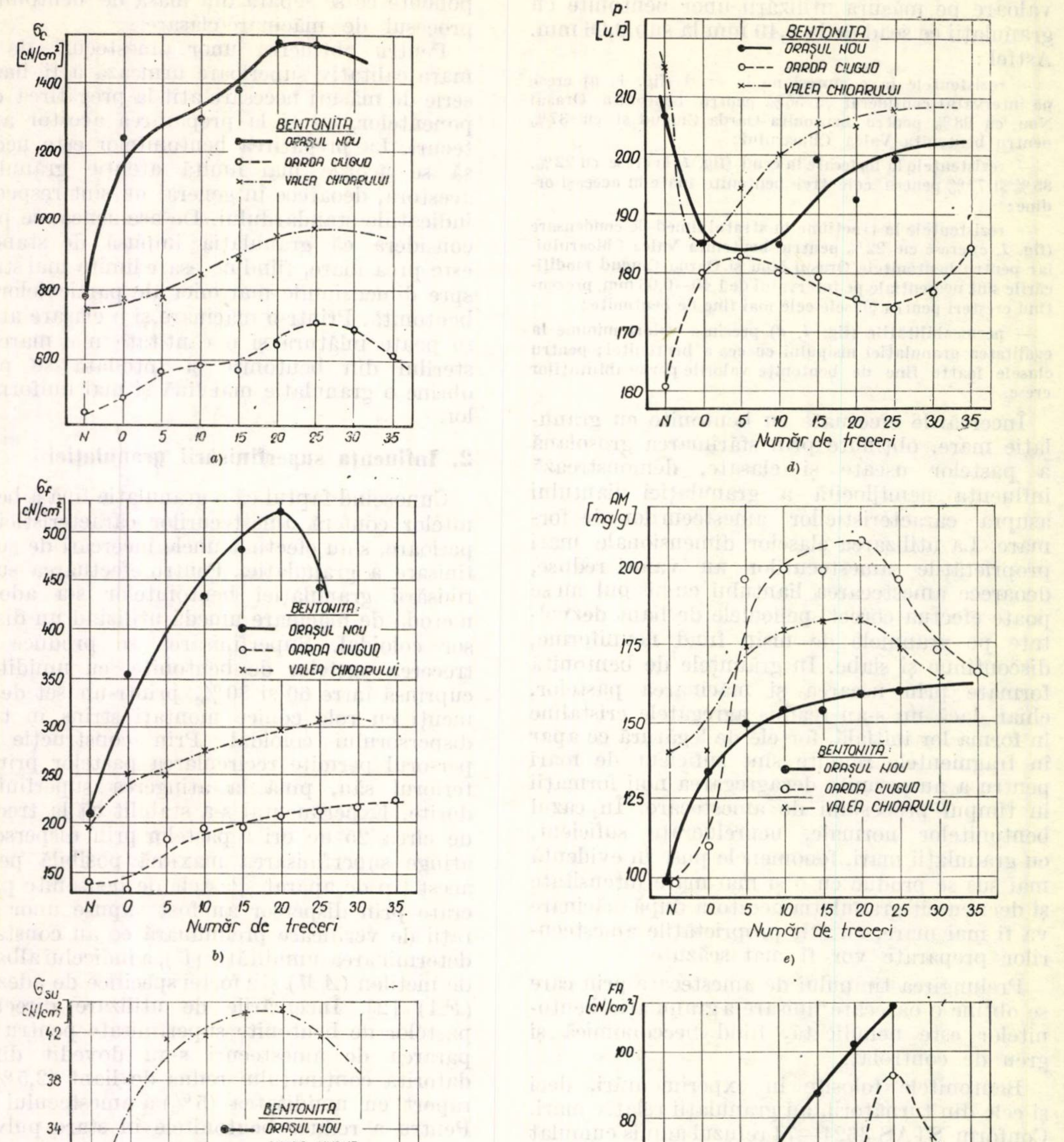


Fig. 2 — Influența numărului de treceri ale pastei de bentonită prin dispersorul coloidal cu rulmenți asupra principalelor proprietăți ale amestecurilor de formare (σ_c, σ_f, σ_{su}, P, AM și FA)

Tabelul 2

Caracteristica	Bentonită	NUMAR DE TRECERI PRIN DISPERSORUL COLOIDAL								
		NORMAL	0	5	10	15	20	25	30	35
σ_c cN/cm²	ON	781	1248	-	1313	1373	1546	1545	-	-
	OC	441	484	562	579	572	635	718	696	642
	VC	741	781	785	849	883	957	979	-	-
σ_f cN/cm²	ON	213	356	-	434	479	525	445	-	-
	OC	144	137	173	181	182	206	211	215	221
	VC	193	250	250	268	271	291	299	-	-
σ_t cN/cm²	ON	136	227	-	276	305	334	283	-	-
	OC	192	87	110	115	116	131	134	137	141
	VC	123	159	159	171	173	185	191	-	-
σ_{su} cN/cm²	ON	12,7	7,36	-	8,34	7,85	8,34	8,34	-	-
	OC	12,4	13,40	14,71	15,36	15,36	16,18	16,34	16,37	16,34
	VC	26,3	38,08	41,74	41,84	43,31	43,37	42,82	-	-
P u.p.	ON	207	185	-	185	199	192	199	-	-
	OC	161	180	183	180	179	176	174	177	184
	VC	215	185	194	200	206	205	208	-	-
C %	ON	68	62	-	60	57	57	62	-	-
	OC	62	64	65,5	65,5	66	65,5	66	66	66,5
	VC	66	67,5	67	66,5	66	64	65,5	-	-
$\sigma_{c\,uscat}$ cN/cm²	ON	4720	4151	-	3906	3465	3661	4151	-	-
	OC	4380	4838	5819	6374	6881	7616	7813	7825	7927
	VC	5712	6852	6737	6390	7397	7316	7365	-	-
$\sigma_{f\,uscat}$ cN/cm²	ON	1147	1124	-	922	971	964	915	-	-
	OC	795	1111	1357	1383	1324	1478	1487	1573	1651
	VC	1471	1717	1981	1931	1717	1503	1453	-	-
AM mg AM g.b	ON	99,7	133,0	149,6	153,8	153,8	157,9	157,9	-	-
	OC	99,7	108,0	191,2	199,5	199,5	207,8	191,2	174,5	166,2
	VC	141,2	141,3	174,5	178,7	182,8	182,8	174,5	-	-
FA cN/cm²	ON	-	24,3	56,8	69,2	86,5	103,8	115,6	-	-
	OC	-	6,7	15,7	21,1	39,0	49,7	93,5	68,6	68,5
	VC	-	8,6	15,1	26,8	43,0	46,7	51,2	-	-

(*AM*) şi pentru forţa specifică de adeziune (*FA*), toate în funcţie de numărul de treceri prin dispersorul coloidal (fig. 2).

Efectele superfinisării se manifestă evident asupra tuturor caracteristicilor amestecurilor de formare. Compararea valorilor caracteristicilor se poate face fie luînd ca referinţă caracteristicile unui amestec normal (*N*), fie ale unui amestec preparat cu o bentonită obţinută dintr-o pastă neprelucrată prin dispersor (*O*). Diferenţele ce apar între cele două puncte considerate se datoresc în principal operaţiei de **tratare termică** a bentonitelor efectuate la uscarea pastelor [3]. Principalele modificări ale caracteristicilor amestecurilor cu bentonite superfinisate prin 25 de treceri prin dispersor, în raport cu cele ale unui amestec normal, sînt următoarele :

— rezistenţele la compresiunea la crud (fig. *2, a*) cresc cu 98 % pentru bentonita Oraşul Nou, cu 63 % pentru bentonita Oarda Ciugud şi cu 32 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— rezistenţele la forfecarea la crud (fig. *2, b*) şi tracţiunea la crud cresc cu 46 % pentru bentonitele Oraşul Nou şi Oarda Ciugud şi cu 55 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— rezistenţele la tracţiune în stratul umed de condensare (fig. *2, c*) scad cu 52 % pentru bentonita Oraşul Nou şi cresc cu 22 % pentru bentonita Oarda Ciugud, respectiv cu 14 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— permeabilităţile amestecurilor (fig. *2, d*) nu prezintă modificări importante ;

— rezistenţele la compresiune şi forfecare ale epruvetelor uscate nu prezintă modificări esenţiale pentru bentonita Oraşul Nou, cresc cu 80 % pentru bentonita Oarda Ciugud, respectiv cu 30 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— indicele albastru de metilen (fig. *2, e*) creşte cu 58 % pentru bentonita Oraşul Nou, cu 109 % pentru bentonita Oarda Ciugud şi cu 30 % pentru bentonita Valea Chioarului ;

— forţa specifică de adeziune (fig. *2, f*) determinată pentru pastele de bentonită creşte de circa patru ori pentru bentonita Oraşul Nou, de circa treisprezece ori pentru bentonita Oarda Ciugud şi de circa cinci ori pentru bentonita Valea Chioarului, încercările de activare a bentonitelor superfinisate dau rezultate bune în cazul bentonitelor calcice Oraşul Nou şi Oarda Ciugud. La bentonita Valea Chioarului superfinisată, activarea duce la înrăutăţirea proprietăţilor amestecurilor. Îmbunătăţirea calitativă obţinută prin superfinisarea granulaţiei şi activarea bentonitelor calcice Oraşul Nou şi Oarda Ciugud duce la următoarele majorări ale caracteristicilor amestecurilor de formare faţă de cele normale : rezistenţele la compresiune la crud cresc cu 125 — 170 %, iar rezistenţele la tracţiune în stratul umed de condensare cu 110 % pentru bentonita Oraşul Nou şi cu 260% pentru bentonita Oarda Ciugud. Restul caracteristicilor nu suferă modificări esenţiale. În timpul prelucrării pastelor prin dispersor s-a observat, chiar după primele treceri, o creştere a viscozităţii acestora, fapt ce indică o mărire a cantităţii de apă absorbită pe suprafeţele nou create prin sfărîmare ale particulelor de bentonită. Cele două probe preliminare efectuate asupra pastelor de bentonite superfinisate, indicele albastru de metilen şi forţa specifică de adeziune, arată cu mare precizie modificările produse în masa de bentonită, indicînd totodată şi numărul optim de treceri prin dispersor.

Conform rezultatelor obţinute în cercetare, valorile maxime ale caracteristicilor amestecurilor de formare se obţin cu bentonitele superfinisate prin douăzeci-treizeci de treceri prin dispersorul coloidal. La depăşirea numărului de douăzeci şi cinci — treizeci de treceri prin dispersor calităţile amestecurilor de formare scad, deoarece începe sfărîmarea masivă a componentelor inactive şi dure ale bentonitelor. Prin sfărîmare suprafaţa specifică a componentelor inactive creşte foarte mult, diminuînd global suprafaţa specifică a liantului. Totodată aceste granule fine inactive constituie puncte de discontinuitate în peliculele de liant. Se poate presupune că prin înlăturarea componentelor inerte (gangă, cuarţ, feldspat, sticlă vulcanică etc) din bentonită şi prin superfinisarea granulaţiei bentonitelor se pot obţine majorări importante ale valorilor caracteristicilor amestecurilor de formare. Superfinisarea granulaţiei este o metodă aplicabilă tuturor tipurilor de bentonite, prin care se pot obţine îmbunătăţiri calitative ale acestora. Superfinisarea se poate executa mai uşor în cazul preparării umede cînd pasta de bentonită poate fi trecută printr-un dispersor coloidal de mare capacitate. Concomitent cu superfinisarea se poate efectua şi activarea umedă a bentonitelor, obţinînd în final un produs cu calităţi net superioare bentonitelor obişnuite.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cohn, E., Sofroni, L.*: Procese fizico-chimice care au loc la prepararea şi utilizarea amestecurilor de formare în turnătorii, CNIT—MICM, 1970.

[2] *Constantinescu, A.*: Cercetări privind mărirea rezistenţelor amestecurilor de formare prin folosirea tratamentelor fizico-chimice ale bentonitelor. Teză de doctorat, Institutul politehnic — Bucureşti, 1975.

[3] *Sofroni, L., Constantinescu, A.*: Mărirea rezistenţelor amestecurilor de formare prin folosirea tratamentului termic al bentonitelor — Buletinul universităţii din Braşov, vol. XVII — 1975.

Summary

The author describes the experiments and results which show the influence of using bentonites with grain size between 1,40 mm and below 0,06 mm on moulding sand characteristics. It is ponted out that the use of bentonites with fine grain and without sterile leads to the achievement of good quality sands.

Further on, the results obtained when using micronized bentonites for moulding sand preparation are being discussed. By using micronized bentonites, moulding sand with highly superior characteristics is being obtained.

Résumé

L'ouvrage présente les expérimentations et les résultats qui mettent en évidence l'influence de l'emploi de certaines bentonites aux granulosités entre 1,40 et moins de 0,6 mm sur les caractéristiques des sables de moulage. On fait ressortir que l'emploi des bentonites à granulosité fine et sans matériaux stériles permet d'obtenir des mélanges de haute qualité. On présente aussi les très bons résultats obtenus par l'emploi de quelques bentonites à granulosité extrafine pour la préparation des sables de moulage, les sables ainsi obtenus ayant des caractéristiques nettement supérieures.

Zusammenfassung

Im Beitrag werden die Versuche und die Ergebnisse, welche den Einfluss des Einsatzes der Bentonite mit einer Körnung zwischen 1,40 mm und unter 0,06 mm auf die Kennzeichen der Formmassen hervorheben, aufgeführt. Es wird gezeigts dass die Anwendung von Bentonit mit feiner Körnung und ohne Verunreinigungen zur Aufbereitung von Farmmassen guter Qualität führt.

Es werden die erhaltenen Ergebnisse als Folge des Einsatzs, von Bentonit mit feinster Körnung bei der Aufbereitung von Formmassen angegeben. Durch den Einsatz der feinkörnigen Bentonite, werden Formmassen, mit hochwertigen Kennzeichen gegenüber den üblichen, erhalten.

Резюме

В работе представлены эксперименты и результаты относительно влияния использования бентонитов с зернистостью между 1,40 и ниже 0,06 мм на характеристику формовочных смесей.

Отмечается, что при применении тонкозерновидного бетонита, без хвостов, получаются качественные смеси.

Также представлены результаты применения бентонитов чрезвычайно тонкой зернистости при изготовлении высококачественных формовочных смесей.

◆

CZ; 621.742.479;621.743

Amestecuri cu rezistența ridicată în stare crudă destinate executării miezurilor de mare complexitate

Ing. I. CHIRICUTĂ; ing. I. RĂDOI– ICPTSC – București
Ing. M. VIDA – Intreprinderea de construcții de mașini – Reșița

În ultimii ani a căpătat o dezvoltare largă în turnătorii confecționarea miezurilor din rășini autoîntăritoare. Printre dezavantajele acestei tehnologii amintim timpul relativ lung de menținere a miezurilor în cutie pentru întărire, precum și durata scurtă de utilizare a amestecului după preparare. Aceasta face ca în cazul miezurilor complicate, în condiții de execuție manuală, procedeul de mai sus să nu fie economic. Uneori seria de fabricație nu justifică adoptarea procedeelor Hot — Box sau Cold—Box care necesită cheltuieli ridicate de dotare și de pregătire a fabricației. În astfel de cazuri, de obicei în afara complexității ridicate a miezurilor intervin și alți factori ceruți de procesul tehnologic cum sînt: dezbaterea ușoară a miezurilor după turnare, ventilarea îngrijită și complexă a miezurilor, degajarea unui volum redus de gaze în timpul turnării. Se folosesc astfel, amestecuri de miezuire care prezintă avantaje ca:

— durată de utilizare mare;
— rezistență mare în stare crudă;
— plasticitate ridicată;
— posibilitate de stocare a miezurilor crude fără pericolul apariției friabilității muchiilor;
— caracteristici fizico-mecanice ridicate după uscare;
— dezbatere ușoară.

Spre exemplu, la Întreprinderea de construcții de mașini — Reșița (I.C.M.—Reșița) se folosește o rețetă care conține nisip cuarțos, argilă, bentonită, trulin și apă. Trulinul — rășină naturală adusă din import—este un amestec complex de substanțe chimice: acizi, esteri, alcooli, săruri ale acizilor carboxilici, compuși hidrocarbonatați.

Institutul de cercetări și proiectări pentru sectoare calde (ICPTSC) — București în colaborare cu I.C.M.-Reșița, au urmărit înlocuirea acestei rețete din următoarele motive:

— trulinul, fiind material din import, se obține cu dificultate;
— în cursul anului 1975 prețul său a crescut de trei ori și procedeul a devenit costisitor;
— deși în timpul turnării nu are loc o degajare violentă de gaze, totuși volumul total de gaze degajate după turnare este relativ ridicat, contribuind în mare măsură la poluarea atmosferei în secția de turnare.

Prin înlocuirea acestui amestec s-a urmărit să se păstreze caracteristicile amestecului și anume:

— rezistența la compresiune în stare crudă: $6-9\ N/cm^2$;
— permeabilitatea în stare crudă: 100—150 u.p.;
— rezistență de forfecare după uscare: min. $50\ N/cm^2$;
— rezistența la tracțiune în stare uscată: min. $35\ N/cm^2$;
— permeabilitatea în stare uscată: 150—250 u.p.

Trulinul conține în general grupările: OH fenolic, CH_2, CH_3, CO (acizi carboxilici); CC din compușii organici, CC (izolate din compuși biciclici), hidrocarburi ciclice de tip terpenic.

Interpretînd valorile numerice ale indicilor de saponificare şi aciditate în compoziţia răşinii, pe lîngă grupe acide şi esterice s-a constatat că există şi grupe hidroxilice care provin din fenoli. Absenţa cenuşii la calcinarea răşinii indică prezenţa numai a substanţelor organice. Valoarea foarte scăzută a substanţelor volatile (2 %) confirmă faptul că răşina la ardere se grafitizează, cu degajare minimă de substanţă volatilă.

Pentru găsirea unui amestec de miez adecvat s-au încercat un număr mare de reţete de diverse compoziţii, urmărind prin aceasta obţinerea caracteristicilor fizico-mecanice amintite.

Materialele utilizate în alcătuirea reţetelor au fost:

- colofoniu;
- colofoniu — novolac;
- răşină fenol-formaldehidică de tip novolac solubilă în apă;
- răşină fenol-formaldehidică de tip novolac emulsionată la cald în soluţie de moliftan;
- colofoniu modificat cu răşină fenolică;
- răşini pe bază de colofoniu modificat cu răşină bifenol A — formaldehidică, esterificat;
- răşină fenolică „FENOLIT B".

Modul de lucru

Pentru încercări s-a utilizat aparatura de laborator de tip George Fischer. Prepararea amestecurilor s-a făcut într-un amestecător de laborator tip Mixmuller, cu capacitate de 5 kg. Încercările amestecurilor au fost efectuate conform STAS 9412—73. Determinarea rezistenţelor mecanice s-a făcut pe epruvete normale care au fost supuse următoarelor solicitări:

- rezistenţa la compresiune în stare crudă;
- rezistenţa la tracţiune în stare uscată;
- rezistenţa la forfecare în stare uscată;
- permeabilitatea în stare crudă;
- permeabilitatea în stare uscată.

Pentru a mări rezistenţa amestecurilor în stare crudă în reţete s-au utilizat lianţi argiloşi (argilă, bentonită) în diferite proporţii.

Modul de preparare al amestecurilor:

- amestecarea componentelor prăfoase . . . . 2′
- amestecarea cu apă . . . . 8′
- regimul de uscare: 1,5 ore la 180°C

În diagrama din figura 1 se prezintă comparativ reţetele încercate din punct de vedere al cantităţii de gaze degajate în cm³/g.

Amestecuri pe bază de colofoniu

Amestecurile încercate cu colofoniu sub formă de pulbere au fost preparate în mai multe variante şi anume:

- amestecul cu colofoniu — silicat de sodiu;
- amestecul cu colofoniu — grafit;
- amestecul cu colofoniu — argilă — bentonită.

Procentul de colofoniu în amestec a variat între 4 şi 6 %, iar cel de grafit între 3 şi 6 %. Amestecurile preparate cu colofoniu prezintă caracteristici fizico-mecanice satisfăcătoare în stare crudă. Rezistenţele în stare uscată au fost nesatisfăcătoare şi au provocat degajări mari de gaze la turnare.

Amestecuri pe bază de colofoniu — novolac

S-a încercat obţinerea unor reţete pe bază de un amestec de colofoniu —novolac în raport variabil şi anume: 1 :2; 2 :1; 1 :1 + 10 % smoală, sub formă de pulbere.

Adaosul de astfel de pulbere în amestec în proporţie de 7—8 % permite obţinerea unor amestecuri cu caracteristici fizico-mecanice în stare crudă şi uscată bune, la un conţinut de umiditate cuprins între 6 şi 7 %. Ca dezavantaj se poate aminti cantitatea mare de gaze degajată la turnare.

Amestecuri pe bază de răşină de tip novolac solubil în apă

S-au încercat o serie de reţete conţinînd soluţie de novolac pînă la 7,5 %. Pentru întărirea novolacului s-a adăugat 10 % hexametilentetramină din cantitatea de novolac. Apă nu s-a mai adăugat, întrucît a rezultat ca umiditate remanentă 2,8 % din apa conţinută în soluţia de novolac, ceea ce permite să se prelucreze în condiţii bune amestecul preparat. Dintre dezavantajele mai importante ce au determinat renunţarea la această reţetă amintim:

- lipsa de plasticitate necesară pentru confecţionarea corectă a miezurilor;
- friabilitate pronunţată a muchiilor după uscare.

Amestecul pe bază de răşină fenolformaldehidică de tip novolac emulsionat la cald în soluţie de moliftan

Pentru a se înlătura tendinţa de aglomerare a pulberii de novolac (în cazul în care în amestec s-ar fi folosit novolac măcinat) s-a încercat emulsionarea la cald a novolacului într-o soluţie de moliftan, obţinînd o emulsie cu caracteristici de liere satisfăcătoare atît în stare crudă cît şi în stare uscată. Au fost preparate un număr de trei emulsii în proporţiile specificate mai jos:

a) emulsie M — N_1:
- 25% moliftan;
- 41% novolac;
- 34% apă.

b) — emulsie M—N_2:
- 26% moliftan;
- 26% novolac;
- 48% apă.

c) — emulsie M—N_3:
- 22% moliftan;
- 20% novolac;
- 58% apă.

S-au preparat amestecuri cu adaosuri procentuale variabile de emulsie, de 5 —10 %. În final s-a constatat că nu există diferenţe esenţiale între caracteristicile fizico-mecanice ale amestecurilor preparate, în cazul în care conţinutul de novolac calculat în amestec a fost constant. La amestecurile de miez cu un procent de 10 % emulsie s-au obţinut caracteristici fizico-mecanice bune atît în stare crudă cît şi în stare uscată. Trebuie menţionat că prepararea amestecurilor este greoaie din cauza lipsei de fluiditate a acestora, ceea ce duce la aglomerarea amestecurilor la prepararea în malaxor. Ca atare, utilizarea acestor tipuri de

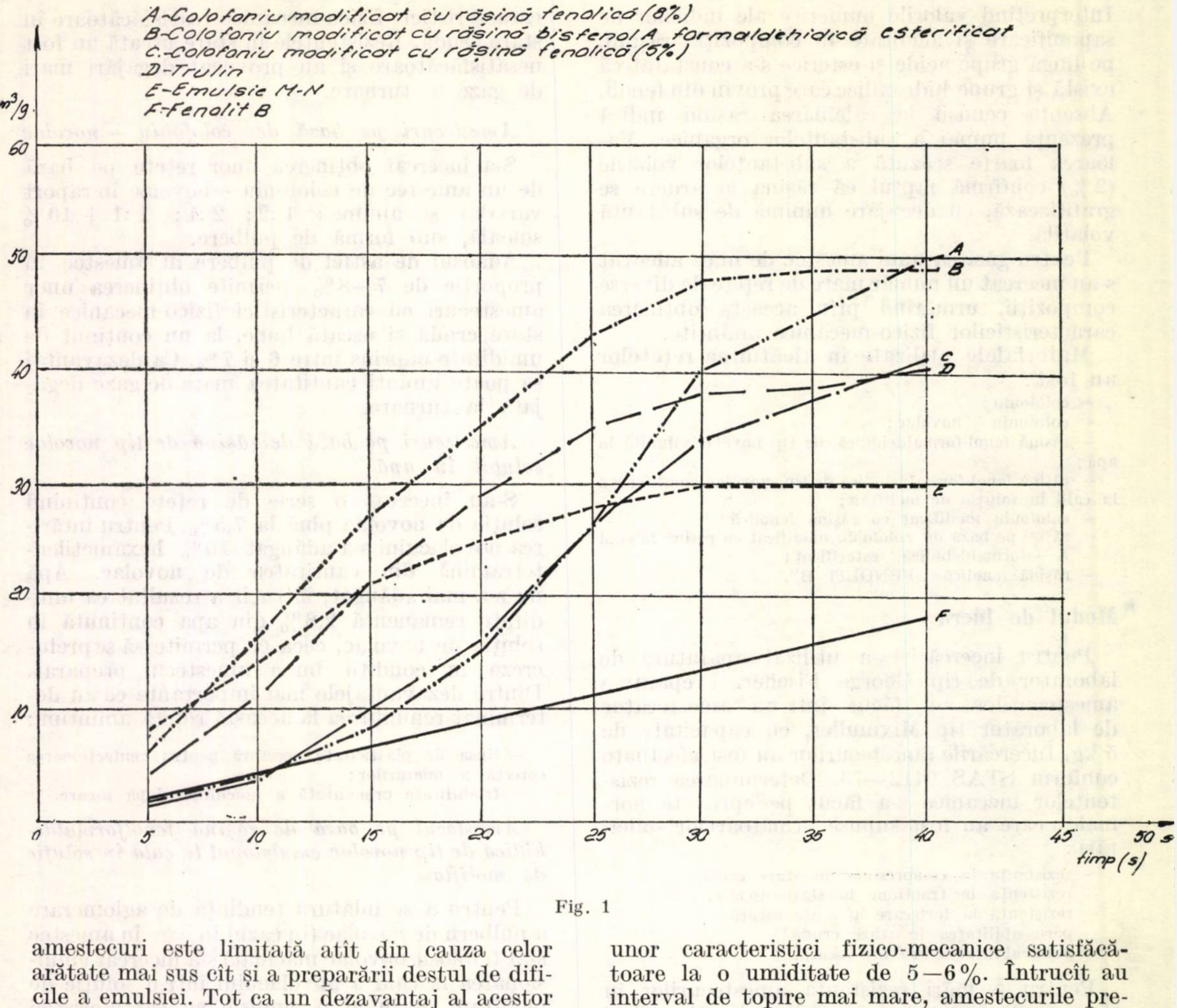


Fig. 1

amestecuri este limitată atît din cauza celor arătate mai sus cît și a preparării destul de dificile a emulsiei. Tot ca un dezavantaj al acestor amestecuri trebuie subliniat faptul că miezurile sînt higroscopice din cauza leșiei sulfitice din componența rețetei.

Amestecuri pe bază de colofoniu modificat cu rășină fenolică

Colofoniul modificat cu rășină fenolică folosit în amestec de miez în proporție de 3—8% duce la obținerea unor caracteristici fizico-mecanice bune atît în stare crudă cît și în stare uscată. Amestecul în general este lipsit de plasticitate și pentru creșterea acesteia se poate adăuga amestecurilor dextrină pînă la 1%. Dezavantajul cel mai important al amestecurilor este cantitatea mare de gaze degajată la turnare.

Amestecuri pe bază de colofoniu modificat cu rășină bifenol A — formaldehidică esterificat

Colofoniul modificat cu rășină bifenol A formaldehidică esterificat fiind folosit în amestecuri în proporție de 5—8%, permite obținerea unor caracteristici fizico-mecanice satisfăcătoare la o umiditate de 5—6%. Întrucît au interval de topire mai mare, amestecurile preparate cu acest liant necesită un ciclu de uscare prelungit la o temperatură de 240 — 250°C. Amestecurile cu acest liant au ca dezavantaj principal degajarea mare de gaze în primele secunde de la turnare și deci pericolul apariției de defecte în piesele turnate.

Amestecuri preparate cu Fenolit B

Amestecurile cu Fenolit B se pot prepara cu adaosuri procentuale de liant cuprinse între 2 și 6%. Acestea prezintă în stare crudă și uscată caracteristici fizico-mecanice ridicate și în plus o plasticitate bună.

După uscare miezurile nu prezintă fenomenul de friabilitate constatat la rețetele specificate mai sus.

Caracteristicile fizico-mecanice ale amestecului au fost :

- **rezistența la compresiune în stare crudă :** 7—8 N/cm²
- **permeabilitatea în stare crudă :** 130—150 u.p.

— rezistenţa la forfecare în stare uscată :	min. 10 daN/cm²
— rezistenţa la tracţiune în stare uscată :	min. 5 daN/cm²
— permeabilitatea în stare uscată :	200–230 u.p.

Din diagrama din figura 1 se observă că amestecurile pe bază de trulin degajă cantităţi mici de gaze în primele 20 de secunde dar în final cantitatea de gaze degajată creşte foarte mult, ajungînd la 40 cm³/g de amestec. Ca urmare, după turnare se degajă cantităţi foarte mari de fum, ceea ce duce la poluarea atmosferei în turnătorie. Amestecul pe bază de răşină Fenolit B degajă cantităţi mici de gaze în primele secunde de la turnare. Cantitatea totală de gaze degajată din acest amestec este de numai 18 cm³/g de amestec. Se apreciază că acest amestec, în urma testelor executate pentru dezbatere au un coeficient de dificultate al dezbaterii foarte mic, ceea ce constituie un punct pozitiv în alegerea acestei reţete. Tehnologia de preparare a amestecului pe bază de Fenolit B a fost încercată în condiţii semiindustriale la I.C.M. Reşiţa fiind superior celui înlocuit (pe bază de trulin). Ca urmare s-a elaborat o normă internă de fabricaţie pentru liantul Fenolit B care va fi produs la scară industrială de C. Chimic Victoria începînd din acest an.

Summary

I.C.M. Reşiţa uses a complex recipe for making cores, composed of : quartz sand, clay, bentonite, trulin, water. Trulin is a natural resin, composed of 85 % resin acids and 15 % phenolic products. The research work carried out at the Technological Institute for Hot Processes was intended to replace this product and to establish a recipe based on a resin-bentonite mixture which meets technological characteristics involved for coremaking. Using this recipe, the following core sand technological characteristics can be obtained:

a) green state

— compression strength	0,6 – 0,9 daN/cm²
— permeability	100 – 150 u.p.

b) dry state

— shear strength	min. 5 daN/cm²
— tensile strength	min. 3,5 daN/cm²
— permeability	150 – 250 u.p.

The cores re dried at a temperature of 180—200°C during 2 hours.

Résumé

À l'Entreprise de constructions mécaniques (ICM) de Reşiţa on emploie pour l'exécution des noyaux une formule de mélange complexe comprenant du sable quartzeux, de l'argile, de la bentonite, du trulin, de l'eau. Le trulin est une résine naturelle formée de 85 % d'acides résineux et de 15 % de produits phénoliques. Par les recherches effectuées par l'Institut technologique pour procédés à chaud (ICPTSC) on a essayé de trouver un substitut à ce produit et d'établir unl formule sur la base d'un mélange constitué de résine — bene tonite, qui puisse assurer les caractéristiques technologiques exigées pour l'exécution des noyaux. Par l'application de cette formule on peut réaliser un sable aux noyaux ayant les caractéristiques technologiques suivantes :

a) à l'état vert :

— résistance à la compression ;	0,6 – 0,9 daN/cm²
— perméabilité ;	100 – 150 m².

b) à l'état sec :

— résistance au cisaillement ;	min. 5 da N/cm²
— résistance à la traction ;	min 3,5 daN/cm²
perméabilité ;	150–250 m. p.

Les novaux sont sechés pendant deux heures à une température entre 180 et 200°C.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hermann, Römpp*: ,,Chemie Lexicon", Franch'sche Verlagshandlung, Stuttgard, 1953.

[2] *Mackay H.A.*, : Carbon 8 (9) 517—27 (1970).

[3] *Winslow, F.H.*, : *Baker W.O.; Pape N.R.*, J. Polym Sci 16. 101 (1955).

[4] *Isacs, L.G.*: Carbon 6, 765 (1968).

[5] *Kippling, J.J.*, *Sherwood J.N.*: Carbon 1, 314 (1964),

[6] Brit. 1.232.398 (Cl b 22 c) 19 May 1971.

[7] Fr. 2.025.408 (Cl B 22 c), 11 Sept. 1970.

Zusammenfassung

I.C.M. Reşiţa verwendet zur Herstelung, von Kernen ein komplexes Rezept mit folgender Zusammensetzung : Quarzsand, Ton, Bentonit, Trulin, Wasser. Trulin ist ein natürliches Harz, bestehend aus 85% Harzsäure und 15 % Phenolprodukten. Die bei ICPTSC durchgeführte Forschung hatte als Zweck dieses Erzeugnis zu ersetzen und ein Rezept auf Basis von Harz und Bentonit zu vereinbaren, welches die tochnologischen Kennzeichen zur Kernfertigung gewährleistet. Mit diesem Rezept können folgende technologische Kennziffern der Kernmasse erreicht werden :

a) in grünem Zustand

— Druckfestigkeit	0,6 – 0,9 daN/cm²
— Durchlässigkeit	100 – 150 u.p.

b) in trockenem Zustand

— Scherfestigkeit	min. 5 daN/cm²
— Zugfestigkeit	min. 3,5 daN/cm²
— Durchlässigkeit	150 – 250 u.p.

Die Kerne werden 2 Stunden lang bei 180—200°C getrocknet.

Резюме

При изготовлении стержней ICM — Reşiţa использует комплексные смеси, содержащие: кварцевый песок, глину, бетонит, трулин, воду. Трулин — это естественная смола, состоящая из 85% смоляных кислот и 15% фенольных продуктов. Исследовательская работа, проведенная в ICPTSC, предназначена замене этого материала и установлению другого рецепта, на основе смеси ,,смола—бентонит", удовлетворяющий технологические характеристики для изготовления стержней. Посредством этого рецепта можно получать следующие характеристики стержневой смеси:

а) в сыром состоянии

— проппость на сжатие	0,6–0,9 daN/см²
— проницаемость	100–150 m.p.

б) в сухом состоянии

— црочность на срез	мин. 5 daN/см²
— прочность на растяжение	мин. 3,5 daN/см²
— проницаемость	150–250 m.p.

Стержни подвергаются сушке при температуре 180—200°C в течение 2-х часов.

◆

CZ ; 621.743 ;666.96 ;621.742.48

Procedeul de miezuire în cutii reci. Cercetări privind asimilarea procesului Cold-Box utilizînd lianţi indigeni

Ing. Florea **DRĂGOI** ; ing. Elena **ŢIGĂNILĂ** ; chim. Carolina **RĂZVAN** – ICPTSC – Bucureşti

În cursul ultimilor ani au apărut în domeniul turnătoriei o serie de noutăţi în problema metodelor de executare a miezurilor. Dintre cele mai importante şi interesante sub aspect tehnic şi economic este şi metoda executării şi întăririi rapide a miezurilor fără aport de căldură, adică procedeul „Cutiilor de miezuri reci" sau „Ashland process" al firmei „Ashland Chemical Company" (SUA) unde a fost pusă la punct această metodă. Cu ajutorul procedeului Cold-Box pot fi confecţionate într-un timp foarte scurt, în cutii de miez reci, miezuri cu o rezistenţă bună la încovoiere şi cu o calitate bună a suprafeţei precum şi cu o capacitate bună de depozitare. Acest procedeu deschide noi perspective de creştere a productivităţii muncii, automatizare şi reglare a proceselor de miezuire şi de reducere a preţului de cost al pieselor turnate. Amestecul de miez pentru acest procedeu, format din nisip cuarţos uscat şi un sistem de lianţi din două componente lichide cu viscozitate mică, este îndesat în cutii de miez şi întărit cu o ceaţă de catalizator, care este suflată prin miez cu ajutorul aerului comprimat sau alt gaz. Procedeul se poate utiliza foarte bine pentru execuţia miezurilor mici şi mijlocii pentru fabricaţia de serie mare, precum şi la turnarea pieselor din fontă cu grafit nodular, fontă maleabilă şi aliaje neferoase. În cazul turnării aliajelor neferoase proprietăţile de dezbatere nu sînt aşa de bune ca în cazul turnării fontei, aliajele neferoase nereuşind să încălzească suficient miezurile pentru arderea completă a liantului.

Procedeul utilizează pentru liere doi componenţi lichizi, care după amestecare se întăresc în prezenţa unui catalizator. În principiu procedeul utilizează pentru primul component răşini la care atomii de hidrogen sînt fixaţi îndeosebi în gruparea OH, aşa cum ar fi răşinile fenolformaldehidice, iar pentru al doilea component poliizocianaţi într-un solvent. În prezenţa aminelor terţiare grupările OH se leagă cu grupările izocianat NCO ale poliizocianatului, formînd o răşină uretan solidă care este liantul propriu-zis (fig. 1).

Componentul 1 al liantului este utilizat în general ca o soluţie într-un solvent organic. Cantitatea de solvent utilizat trebuie să fie într-un raport bine determinat cu răşina fenolică, pentru a obţine o compoziţie de liant care să permită o acoperire uniformă a grăunţelor de nisip. În general concentraţia solventului se recomandă într-un domeniu de pînă la 80% în greutate din soluţia de răşină şi de preferinţă în intervalul de 20–80 %. Al doilea component de reacţie este un poliizocianat alifatic sau aromatic care are de preferinţă două la cinci grupări izocian. Poliizocianatul se utilizează sub formă lichidă, diluat sau nediluat, în solvent organic, solventul fiind într-un domeniu de pînă la 80 % în greutate în soluţie.

Deşi solventul întrebuinţat în combinaţie cu răşina fenolică, cu poliizocianatul ori cu ambii combinaţi, nu intră în mare măsură în reacţia dintre izocianat şi răşina fenolică în prezenţa agentului de întărire, aceasta poate afecta reacţia. Astfel, diferenţa de polaritate dintre poliizocianat şi răşinile fenolice restrînge alegerea solvenţilor în care ambii componenţi sînt compatibili. O asemenea compatibilitate este necesară pentru realizarea unei reacţii complete şi întărirea lianţilor. Trietilamina (TEA) este un lichid intens alcalin (pH circa 10), toxic, cu miros de amoniac şi ai cărui vapori în amestec cu oxigenul sau aerul la un anumit raport formează un amestec exploziv.

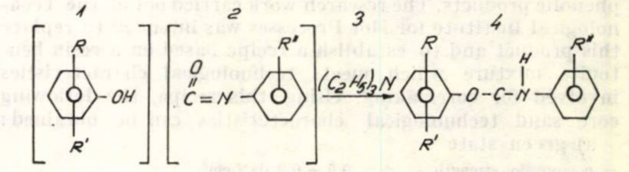


Fig. 1 — Ciclul reacţiei procesului de formare a liantului: 1. primul component lichid (răşina fenolică); 2. al doilea component lichid (poliizocianat); 3. trietilamina; 4. liantul solid uretan.

Valoarea MAK pentru trietilamină s-a găsit a fi 25 pp (valoarea MAK fiind un factor al concentraţiei admise în camera de lucru; 25 ppm = 100 mg/m^3).

Dozarea trietilaminei şi amestecarea acesteia cu aerul pentru obţinerea gazului catalizator se face cu o instalaţie specială, în general sub presiune de azot, care posedă o mare precizie şi siguranţă în lucru. Concentraţia trietilaminei în zona de lucru, la folosirea sistemului de ventilaţie identic ca la procedeul Hot-Box şi Croning, nu depăşeşte 12 mg/m^3.

Tehnologia de fabricare a miezurilor prin procedeul Cold-Box

Prepararea amestecului de miezuri este simplă şi decurge în felul următor. Se amestecă nisipul cuarţos cu răşina fenolică, primul component al liantului, timp de două minute, şi apoi se introduce în amestec cel de-al doilea component poliizocianatul, continuînd amestecarea încă două minute, ca să se obţină un amestec omogen. Umiditatea nisipului folosit nu trebuie să depăşească 0,2 %, deoarece componenta de reacţie reacţionează cu apa. De asemenea, se impune ca temperatura nisipului utilizat să nu depăşească 22°C, deoarece o valoare mai ridicată a temperaturii scurtează timpul de utilizare a amestecului, iar o temperatură prea scăzută (sub 15°C) îl prelungeşte, procesul de întărire fiind îngreuiat. Pentru micşorarea tendinţei amestecurilor de formare de a forma cruste şi crăpături la turnare, se introduce la preparare o cantitate de 0,5 — 1 % Fe_2O_3 înainte de introducerea liantului, adaos care în general conduce la o micşorare a rezistenţei miezurilor prin creşterea suprafeţei de contact. Deoarece lianţii organici sînt foarte fluizi, pentru prepararea amestecurilor se poate folosi orice tip de amestecător. Miezurile pot fi executate prin toate metodele convenţionale. Amestecul este fluid şi foarte uşor de suflat. Se poate utiliza îndesarea manuală, scuturarea sau vibrarea şi împuşcarea. Presiunea de împuşcare în cele mai multe cazuri poate fi redusă la 2—4 atm, fapt ce conduce la mărirea durabilităţii cutiilor de miez şi la menţinerea preciziei dimensionale a miezurilor. Aerul comprimat folosit la împuşcare trebuie să fie lipsit de umiditate, întrucît descompune componenta de reacţie.

Amestecul de miez tasat în cutia de miez se întăreşte cu un amestec de aer comprimat — catalizator de trietilamină, în momentul în care cantitatea de catalizator în concentraţie suficientă este trecută prin miez. Aproape instantaneu amestecul de miez face priză şi ajunge la rezistenţa totală completă. Întărirea începe din punctul în care ceaţa de catalizator pătrunde în miez şi sfîrşeşte în timpi scurţi de gazare, la locul pînă la care a pătruns catalizatorul. Nici o schimbare nu are loc în liantul întărit, după primul contact cu trietilamina, şi de aceea liantul procedeului Cold-Box nu poate fi supraîntărit. Un ciclu obişnuit de întărire constă în întărirea la o presiune scăzută timp de două la cinci secunde, urmată de o suflare cu aer comprimat la o presiune mai ridicată timp de cinci la zece secunde. Presiunea scăzută a TEA este necesară pentru a întări miezul la orificiile de aerisire, fără să se strice suprafaţa miezului. Aerul este introdus pentru a spăla vaporii rămaşi în interiorul miezului. Repartizat pe cantitatea de amestec de miez consumul de catalizator este de 0,1 %. Catalizatorul nu trebuie să ajungă în miez în stare lichidă pentru că pe suprafaţa insuflată formează zone umede; acesta rămîne în spaţiile libere dintre grăunţe, iar aerul comprimat care este insuflat întîmpină o rezistenţă suplimentară. Îndepărtarea catalizatorului din miez după întărire trebuie să fie cît mai completă, iar resturile de trietilamină rămase după insuflare se condensează la locul de depozitare a miezului şi emană un miros puternic şi neplăcut. Pentru construcţia cutiilor de miez se pot folosi materiale uzuale, ca oţel, fontă, lemn, materiale sintetice pe bază de poliuretan. O ventilare corectă a cutiei de miez cere ca orificiile de aerisire să acopere 5 % din suprafaţa cutiei. O suprafaţă mai mare asigură o întărire mai rapidă. Se recomandă ca diametrul minim al acestor orificii să fie de circa 6 mm (fig. 2).

Cercetări privind asimilarea procedeului Cold-Box utilizînd lianţi indigeni

Procedeul a fost încercat folosind lianţi din import, iar catalizatorul din trietilamină din ţară este produs de Combinatul chimic din Borzeşti. Cercetările efectuate în continuare în cadrul ICPTSC au avut drept scop realizarea unei răşini fenolice compatibile cu izocianatul din import (izocianaţii urmează să fie importaţi

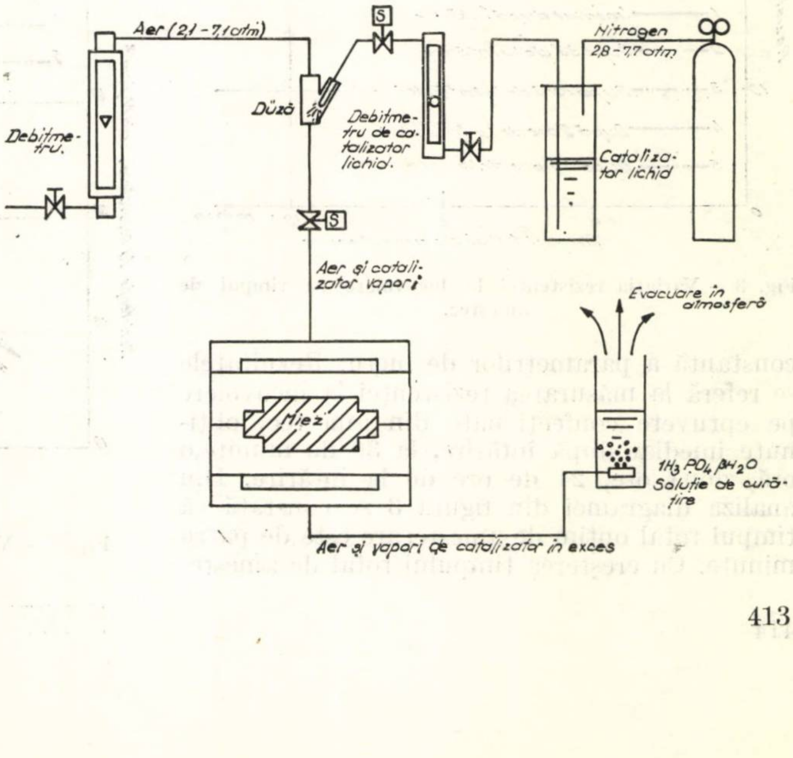


Fig. 2 — Schema generală a procedeului Cold-Box.

pînă în 1980). În cadrul experimentărilor s-a verificat calitatea răşinii indigene comparativ cu răşina din import. Răşina românească este o răşină de tip fenolformaldehidică cu densitatea 1,10, cu o viscozitate la 20°C de maximum 6P. Verificarea comportării răşinii fenolice indigene şi stabilirea principalilor parametri tehnologici ai amestecurilor pentru procedeul Cold-Box s-a făcut folosind nisip normal de Văleni şi nisip de Aghireş sort 0,1—0,2. Prepararea amestecurilor s-a realizat într-un amestecător cu role de tip „Simportn Müller". Modul de introducere a componenţilor în amestec şi duratele de amestecare au rezultat în urma încercărilor efectuate. Astfel, cel mai judicios este să se introducă în nisipul uscat primul component şi să se amestece timp de 1,5—2 minute, urmat de introducerea celui de-al doilea component şi amestecarea încă 1,5—2 minute, pentru obţinerea unui amestec omogen. Timpul de amestecare optim a fost stabilit prin compararea rezultatelor obţinute pe amestecuri preparate cu timpi de amestecare diferiţi, şi anume de patru minute, opt minute, douăsprezece minute, la acelaşi adaos procentual de liant în amestec (2,4 %), cu menţinerea constantă a parametrilor de lucru. Rezultatele se referă la măsurarea rezistenţei la încovoiere pe epruvete confecţionate din amestec, obţinute imediat după întărire, la 30 de minute,o oră, două ore, 24 de ore de la întărire. Din analiza diagramei din figura 3 se constată că timpul total optim de amestecare este de patru minute. Cu creşterea timpului total de amestecare rezistenţele la încovoiere scad datorită unui început de reacţie de polimerizare a liantului. Pentru un timp de amestecare de patru minute valorile rezistenţei la încovoiere iniţiale şi după 24 de ore de la întărire sînt cuprinse între 31 daN/cm² şi 40 daN/cm². Pentru un timp de amestecare de 12 minute, valorile rezistenţei la încovoiere imediat şi după 24 de ore de la întărire sînt cuprinse între 30 daN/cm² şi 34 daN/cm².

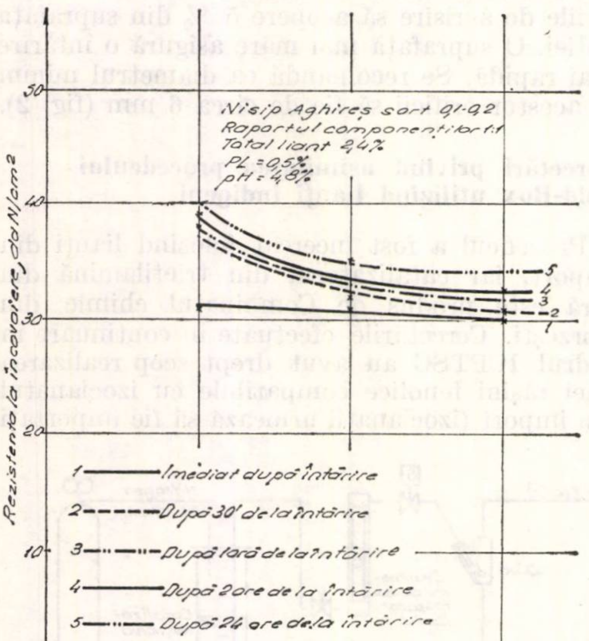


Fig. 3 — Variaţia rezistenţei la încovoiere cu timpul de amestec.

Adaosul de liant (ambii componenţi) din amestec, influenţează proprietăţile iniţiale şi finale ale amestecului după întărire. Un conţinut prea mic de liant conduce la obţinerea unor caracteristici insuficiente de rezistenţă ale miezurilor după întărire, după cum un adaos prea ridicat duce la accelerarea începutului reacţiei de polimerizare, ceea ce determină o micşorare a duratei de folosire a amestecului precum şi la degajarea unei cantităţi mari de gaze rezultate din arderea liantului la turnare. Din analiza diagramei din figura 4 se poate observa că rezistenţa la încovoiere creşte cu creşterea conţinutului de liant. Pentru un conţinut de liant de 2,4 % rezistenţa la încovoiere este cuprinsă între 30 daN/cm² — imediat de la întărire — şi 40 daN/cm² — după 24 de ore.

În figura 5 se prezintă variaţia volumului de gaze degajat în timp, la temperatura de 800°C, pentru diferite conţinuturi de liant. Din analiza diagramei se constată că la un amestec de 2,4 % liant cu raportul 1 :1 a componenţilor răşină : poliizocianat, volumul total de gaze dintr-un gram de amestec degajat este de 12,2 cm³/g.

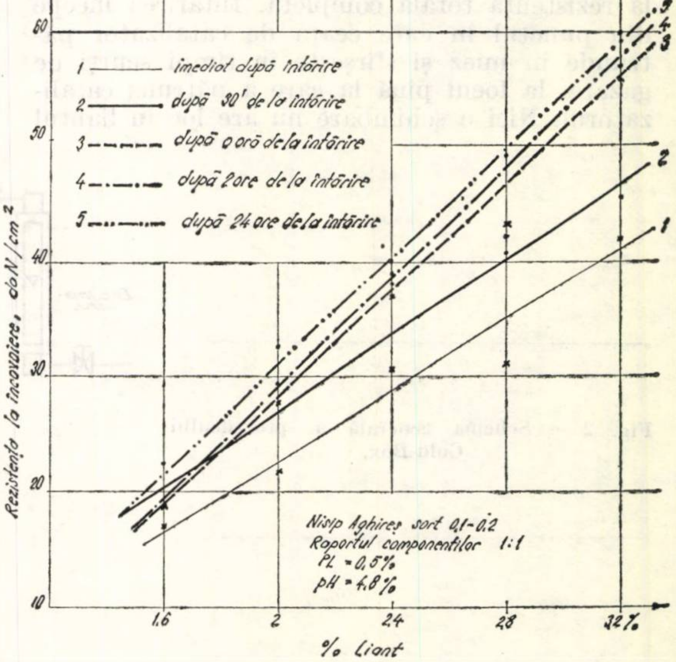


Fig. 4 — Variaţia rezistenţei la încovoiere la diferite procente de liant.

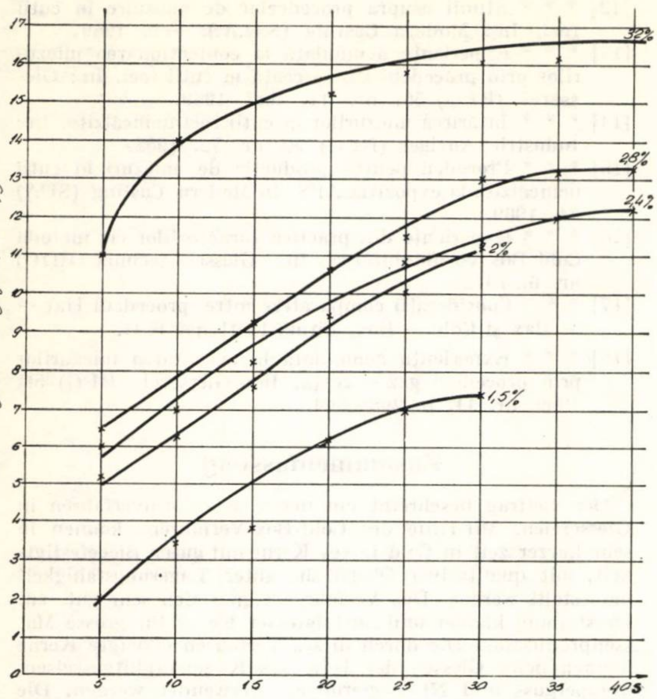


Fig. 5 – Variaţia în timp a volumului de gaze degajat la temperatura de 800°C pentru diferite procente de liant.

Cu creşterea conţinutului de liant cantitatea de gaze degajate la temperaturi de 800°C creşte, volumul total de gaze angajat fiind totuşi sub valoarea volumului de gaze degajat dintr-un gram de amestec cu 2,5 % răşină furanică sau fenolică.

În figura 6 este prezentată variaţia rezistenţei la încovoiere în funcţie de creşterea conţinutului de componentă levigabilă a nisipului utilizat. S-a folosit un nisip de Văleni normal, cu 0,2 % componentă levigabilă. Creşterea componentei levigabile s-a realizat prin adăugarea de 0,1 % argilă în nisip. Cantitatea de liant a fost menţinută constantă, de 2,4 % cu raportul de 1 :1 a componenţilor răşină – poliizocianat şi un timp total de amestecare de patru minute. Din analiza diagramei s-a constatat o scădere accentuată a rezistenţei la încovoiere, cu creşterea conţinutului de componentă levigabilă, ca urmare a creşterii suprafeţei totale pe care trebuie să o acopere pelicula de liant. Pe întreaga perioadă a încercărilor s-a urmărit menţinerea pe cît posibil a unor condiţii de mediu constante. În general temperatura a oscilat între 20 şi 24°C.

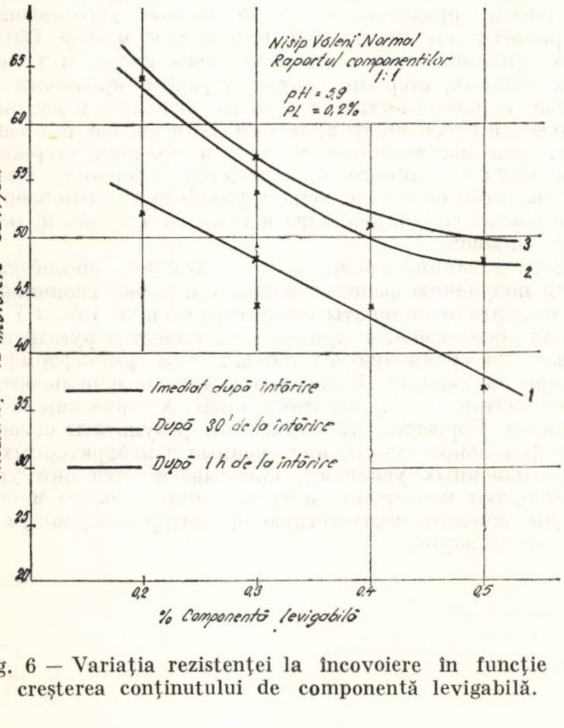


Fig. 6 – Variaţia rezistenţei la încovoiere în funcţie de creşterea conţinutului de componentă levigabilă.

Pentru verificarea caracteristicilor de rezistenţă mecanică ale amestecurilor s-au folosit aparatele şi diversele accesorii de tip +GF+ din cadrul laboratorului ICPTSC şi a laboratorului Intreprinderii de autocamioane – Braşov. Pentru întărirea epruvetelor s-a folosit un aparat de insuflare a trietilaminei de tip Ubomat C de LW72. Parametrii de lucru ai aparatului de insuflat de tip Hubomat au fost :

- presiunea de siguranţă CO_2 : 1,7 atm ;
- presiunea trietilaminei : 1,5 atm ;
- presiune reţea aer comprimat : 5 atm ;
- presiunea de insuflare cu aer : 3 atm ;
- timpul de insuflare cu trietilamină : 6 secunde ;
- timpul de insuflare a aerului comprimat : 12 secunde ;
- temperatura ceţii de trietilamină : 22°C ;
- temperatura aerului comprimat : 20°C.

Experimentările efectuate în scopul definitivării tehnologiei de executare a miezurilor prin procedeul Cold-Box, utilizînd parţial lianţi asimilaţi în ţară, conduc la următoarele **concluzii :**

– Cu răşina fenolică (de tip fenol-formaldehidică) asimilată în ţară, asociată în reţeta de lucru cu izocianat de tip Friodur 61B, la un adaos procentual de 2,4 % liant (în raport 1 : 1) s-au obţinut valori ale rezistenţelor mecanice ale amestecurilor preparate satisfăcătoare pentru o fabricaţie de miezuri.

– Durata de viaţă (timpul de prelucrare) al amestecurilor este aproximativ de 1,5 ore, permiţînd un ritm normal de lucru pe maşini de împuşcat.

– Miezurile nu prezintă suprafeţe friabile şi pot fi manipulate cu uşurinţă fără să se deterioreze indiferent de complexitatea lor.

– Rezultatele calitative ale răşinii fenolice asimilate, verificate în condiţii de laborator şi întreprindere, conduc la concluzia că acestea satisfac pretenţiile calitative ale procedeului şi pot înlocui importul corespunzător acestor componente.

Răşina de fabricaţie românească ce se va produce la Combinatul chimic "Victoria" precum şi tehnologia de preparare şi miezuire pusă la punct de ICPTSC au fost încercate la confecţionarea diferitelor miezuri atît în institut cît şi la Intreprinderea de autocamioane – Braşov şi s-au obţinut rezultate comparabile cu cele obţinute cu răşina importată.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Cold – Box – Procces – Sand and Metal Perfomance dr. Lawrence I. Toriello.
[2] * * * Das Cold – Box Vertfahren zun Kernhenstellung. R. Vägele – Zeit und Fertigungsherfahren 1971 (685 – 690).
[3] * * * Cold Box Procces – Congresul Internaţional de turnătorie 1969 A Dorfmusller.

[4] * * * Procedeul Cold — Box, In : Fonderie Belge nr. 2 1971.
[5] * * * Realizarea procedeului Cold — Box, a sistemelor de liere îmbunătăţită. Transaction.
[6] * * * Metodă pentru confecţionarea miezurilor, In : British Foundryman, Anglia 65 nr. 4 1972.
[7] * * * Cutii reci pentru fabricarea miezurilor. necesare pieselor speciale pentru automobile, Modern Casting SUA, val. 62, nr. 2, Aug. 1972.
[8] * * * Procedeul Cold — Box, WZT — und Fertyg 61 nr. 19, 1971.
[9] * * * Das Cold — Box Verfahrem, In : Giesserei (RFG) 57 nr. 7 Feb. 1970.
[10] * * * Progrese în confecţionarea miezurilor. In : Foundry (SUA) nr. 4, 1970.
[11] * * * Das Cold — Box — Verfahren Metal (RFG) 24, nr. 3, 1970.
[12] * * * Studii asupra procedeelor de miezuire în cutii reci. In : Modern Casting (S.U.A.), Feb. 1969.
[13] * * * Experienţa acumulată la confecţionarea miezurilor prin procedeul gaz — ceaţă în cutii reci. In : Giesserei (RFG) 56, nr. 11, mai 1969.
[14] * * * Întărirea miezurilor în cutii reci neîncălzite. In : Industrie Anziger (RFG) 90, nr. 72, 1968.
[15] * * * Procedeu pentru producţia de miezuri în cutii neîncălzite la expoziţia AFS. In Modern Casting (SUA) 54, 1969.
[16] * * * Experienţe din practica turnătoriilor cu metoda Cold Box cu autoîntărire. In : Giessereitechnik (RDG) nr. 6, 1972.
[17] * * * Consideraţii comparative între procedeul Hat — — Bax şi Cold — Box, Firma Hüttenes K.G.
[18] * * * Experienţa acumulată la executarea miezurilor prin procedeul gaz — ceaţă. In : Giesserei (RFG) 56, 1969, nr. 11, p. 298—304.

Summary

The work describes a new core making process used in foundries. Using Cold-Box process, cores with a good resistance to bending can be fabricated in a very short time in cold core boxes, with good surface quality as well as good storing capacity. The process suits to the making in very good conditions of small and medium-size cores for large series production. Cores made by this process can be used in casting nodular iron, malleable iron and non-ferrous alloys.

Research carried out at the Technological Institute for Hot Processes were aimed at finding a phenolic resin compatible with the imported isocyanate (isocyanates are to be imported ontil 1980). During experiments the quality of domestic resin has been checked against phenol formic aldehyde-type resin from import. The catalyst used in both experiments has been TEA, produced by the Chemical Works-Borzeşti. Qualitative results of the assimilated phenolic resin, tested in laboratory and works conditions, led to the conclusion that it meets qualitative requirements of the process and can replace the respective imports.

Résumé

L'ouvrage présente un nouveau procédée d'exécution des noyaux dans les fonderies suivant le procédé COLD—BOX, avec lequel on peut exécuter dans un laps de temps très court des noyaux à haute résistance à la flexion, aux surfaces de bonne qualité et à haute capacité de stockage. Le procédé est tout indiqué pour la fabrication de noyaux de taille moyenne et petite pour la production de longues séries. Les noyaux exécutés par ce procédé peuvent être utilisés pour la coulée des pièces en fonte à graphite spheroïdal, en fonte malléable et en alliages non-ferreux. Le but des recherches effectuées par l'Institut technologique pour procédés à chaud a été la réalisation d'une résine phénolique compatible avec l'isocyanate d'importation (utilisé jusqu'en 1980). Par ces expérimentations on a aussi vérifié la qualité de la résine roumaine comparativement à la résine de type phénol-formaldéhyde d'importation. Pour les deux essais on a utilisé comme catalyseur le produit roumain denomé triethilamine, réalisé par le Combinat chimique de Borzeşti. Les résultats qualitatifs obtenus avec la résine phénolique assimilée, verifiés en laboratoire et dans l'usine, ont abouti à la conclusion qu'elle satisfait les exigences quant à la qualité du procédé, pouvant remplacer très biens les composants d'importation.

Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt ein neues Kernformverfahren in Giessereien. Mit Hilfe des Cold-Box-Verfahrens können in sehr kurzer zeit in Cold-Boxes Kerne mit guter Biegefestigtkeit, mit qualitativer Oberfläche guter Lagerungsfähigkeit hergestellt werden. Das Verfahren eignet sich sehr gut zur Herstellung kleiner und mittelgrosser Kerne für grosse Massenproduktion. Die durch dieses Verfahren erzeugte Kerne können beim Giessen der Teile aus Kugelgraphitgusseisen, Temperguss und NE-Legierungen, verwendet werden. Die bei ICPTSC durchgeführten Versuche hatten als Ziel das Erzeugen eines Phenolharzes vergleichbar mit dem Einfuhr-Isozyanat (die Isozyanate sollen bis 1980 eingeführt werden). Im Rahmen der Versuche wurde die Qualität der inländischen Harze im Vergleich mit dem Einfuhrharz Typ Phenolformaldehyd überprüft. Der für beide Versuche eingesetzte Katalysator war TEA, Erzeugniss des chemischen Kombinates Borzeşti. Die qualitativen Ergebnisse des angeeigneten Phenolharzes, in Labor — und Betriebsbedingungen überprüft, führen zur Schlussfolgerung, dass dieses den qualitativen Forderungen des Verfahrens entspricht und kann die Einfuhr dieser Produkte ersetzen.

Резюме

Исследованля по освоению метода **COLD-BOX** с использованием связующих румынской фабрикациеи. В работе представлен новый способ изготовления стержней в литейных цехах. С помощью метода **COLD-BOX** изготовляются, в очень короткое время, в холодных ящиках, стержни соответствующей прочности на износ, с поверхностью хорошего качества и соответствующей способности хранения. Этот способ применяется при изготовлении мелких и средних стержней для крупносерийного производства. Стержни, полученные этом способом, используются при изготовлении отливок из сфероидального и ковкого чугунов и цветных сплавов.

Исследования, проведенные в **ICPTSC**, способствовали получению фенольной смолы, подобно изоцианату из импорта (изоцианаты импортируются до 1980 г.) Во время экспериментов проверялось качество румынской смолы по сравнению со смолой типа фенолформальдегида из импорта. В обоих испытаниях использовали катализатор TEA, изготовленный Химическим комбинатом Борзешть. Качественные результаты освоенной фенольной смолы, проверенные в лабораторных и промышленных условиях, показывают, что они удовлетворяют качественным требованиям способа и способны заменять соответствующие материалы, полученные из импорта.

CZ: 621.7.043

Contribuţii la realizarea tehnologiei de formare a inelelor cu ajutaje de la turbosuflanta motorului ALCO

Ing. Gh. COSTEA–I.C.P.T.S.C.

Problemele care se referă la elaborarea unor tehnologii de formare constituie de mai mulţi ani obiectul unor consideraţii şi cercetări ale specialiştilor din domeniul turnătoriilor de piese. Prin asimilarea în ţară a unor agregate complexe, turnătoriilor de piese le-a revenit sarcina de a realiza repere turnate de o mare importanţă în funcţionarea respectivelor agregate. Din această categorie de piese fac parte şi inelele cu ajutaje de la turbosuflanta motorului ALCO. Realizarea inelelor cu ajutaje — piese de o mare complexitate — a ridicat multe probleme atît la stabilirea tehnologiei de formare cît şi la realizarea SDV-urilor. Inelele cu ajutaje sînt piese turnate din oţel înalt aliat, formate din două inele profilate concentrice prinse între ele cu ajutorul paletelor. Paletele sînt realizate prin ştanţare, îndoire şi calibrare din tablă de oţel înalt aliat, avînd compoziţia chimică apropiată de cea a oţelului din care se toarnă cele două inele. Condiţia impusă este realizarea unei încastrări mecanice între inel şi paletă, capetele paletelor fiind în acest scop profilate şi prevăzute cu găuri de prindere. Complexitatea piesei este deosebită, datorită preciziei dimensionale impuse, profilului şi poziţiei de aşezare a paletelor cît şi condiţiilor de funcţionare a piesei.

Dacă problema prinderii mecanice a paletelor se rezolvă prin protejarea paletelor cu o vopsea refractară şi prin stabilirea temperaturii optime de turnare, problema proiectării şi realizării SDV-urilor de formare este foarte dificilă. O primă tehnologie de formare încercată este cea prezentată în figura 1.

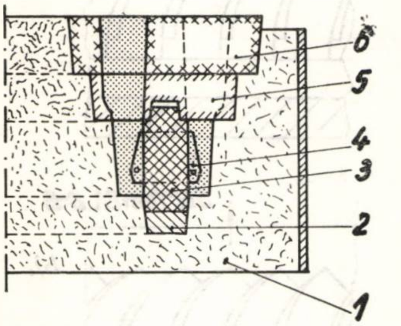


Fig. 1 — Formă de turnare varianta I

1. semiformă inferioară; 2. inel; 3. miez profilat (40 buc); 4. paletă (40 buc); 5. miez intermediar; 6. miez superior.

Cavitatea formei se obţine cu ajutorul unui model din lemn, iar miezurile 5 şi 6 se obţin în cutii de miez confecţionate din lemn. Miezurile 3, în număr de 40, se obţin din nisip peliculizat, în cutie de miez metalică. Cutia de miez se execută prin prelucrări mecanice, iar umplerea cu nisip peliculizat se face pe o maşină de împuşcat miezuri. Miezul 3, după cum se poate vedea în figura 2, are profilul interior şi exterior al paletei. Aceste miezuri se aşază în formă, prin fixarea cu ajutorul mărcilor în următoarea ordine : un miez, o paletă. La montarea în formă a celor 40 de palete şi a tot atîtea miezuri s-a observat că nu se pot monta toate miezurile, implicit toate paletele, fără să se recurgă la operaţii de ajustare a miezurilor. Din acest moment precizia dimensională a aşezării paletelor, implicit a piesei, a fost compromisă.

Cauzele care au dus la nereuşita procedeului au fost :

— imposibilitatea obţinerii unor palete identice (s-a observat o variaţie la profil de la o paletă la alta de ordinul a 0,5—1 mm în zona de curbură maximă);

— domeniul de variaţie a dimensiunilor miezurilor — oricît de exigent s-ar lucra — este mare (un plus sau un minus de numai 0,1 mm la grosimea miezului duce în final la circa 4 mm în plus sau în minus).

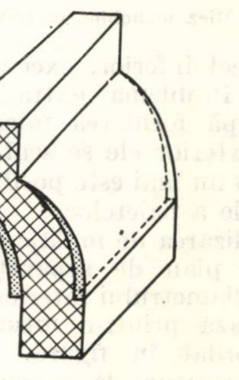


Fig. 2 — Miez profilat (40 buc)

Cele două abateri însumate au făcut ca la montarea în formă să nu se poată aşeza toate paletele. Totuşi, pentru a se putea trage o concluzie s-a recurs la ajustarea miezurilor, reuşind astfel montarea celor 40 de palete în formă. După montarea miezurilor 3, au fost aşezate miezurile 5 şi 6 şi s-a turnat o piesă din aliajul prescris.

Piesa obţinută a prezentat o serie de defecte şi anume : distanţa dintre palete nu era aceeaşi, paletele erau acoperite cu aliaj turnat pătruns între paletă şi miez. În acest stadiu problema a devenit o problemă a laboratorului de turnătorie din cadrul ICPTSC—Bucureşti. Aici s-au analizat rezultatele obţinute pînă la acea dată şi după un studiu amănunţit al posibilităţilor de realizare s-a ajuns la concluzia că numai realizarea unui miez monobloc care să cuprindă cele 40 de palete poate duce în final la obţinerea unei piese bune. În continuare, a mai trebuit rezolvată problema cutiei de miez în care va urma să se monteze cele 40 de palete şi să se formeze miezul monobloc (fig. 3), care se prezintă sub forma unei coroane în care sînt prinse paletele. Din acest miez ies în afară capetele paletelor care se vor încastra ulterior prin turnare.

Muchia de atac a paletelor are o orientare radială, iar muchia de evacuare este orientată tangențial la un cerc de referință. Cutia de miez în care se va forma acest miez trebuie prevăzută cu părți mobile, atît pe diametrul exterior cît și pe cel inferior, executate după profilul paletelor. Problema extragerii acestor părți mobile după formarea miezului este dificilă. Dacă la exterior ele se scot radial, la interior acest lucru nu mai este posibil din cauza orientării radiale a paletelor.

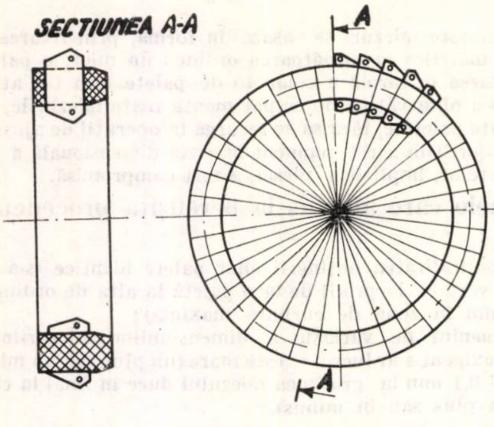


Fig. 3 — Miez monobloc (cuprinde 40 de palete)

Prin realizarea de mulaje din ipsos s-a putut stabili un plan de separație pentru părțile libere ale diametrului interior (vezi fig. 5), care se demulează printr-o mișcare de rotație în sensul acordat în figură. Pentru verificarea soluției s-a recurs la executarea unui sector de cutie de miez din ipsos. Avantajul utilizării ipsosului este foarte mare, deoarece se elimină complet operațiile mecanice și într-un timp relativ scurt se pot trage concluzii finale în ceea ce privește soluția adoptată. Cu ajutorul acestui sector de cutie s-au format miezuri ce cuprind paletele, lăsînd libere numai capetele lor ce vor fi încastrate de aliajul turnat.

Analizînd sistemul de montare și de demontare al cutiei, modul de îndesare a amestecului de miez, așezarea paletelor și prinderea lor de către amestec, s-au putut trage concluzii finale în ceea ce privește execuția cutiei de miez pentru producția de serie. În continuare se pune problema prin ce metodă să se execute cele 80 de părți libere ale cutiei.

Datorită profilului foarte complicat, aceste părți ale cutiei de miez se pot executa numai pe mașini de frezat prin copiere, procedeu costisitor și foarte greoi. S-a ajuns la concluzia că execuția din rășini epoxidice de turnare a acestor părți libere este cea mai indicată, aceasta datorită avantajelor pe care le au aceste rășini.

- — nu prezintă contracție;
- — reproduc exact conturul formei în care se toarnă;
- — suprafețele obținute prin turnarea lor sînt foarte netede;
- — rezistă bine la acțiunea de uzură a amestecului de formare.

Forma în care se toarnă aceste rășini este confecționată din ipsos și ea reproduce exact profilul unei părți libere a cutiei de miez.

După executarea a 40 de părți libere pentru conturul exterior și a 40 de părți libere pentru conturul interior, acestea se montează în două bandaje din aluminiu obținute prin turnare și apoi prelucrate mecanic.

În figura 4 se prezintă o secțiune prin această cutie și se pot observa atît părțile metalice cît și cele mobile realizate din rășini epoxidice. Odată cu realizarea acestei cutii problema formării este practic încheiată. În continuare s-a cercetat cel mai adecvat sistem de alimentare precum și tipurile de amestec de formare ce corespund cerințelor unei forme pentru turnarea oțelului.

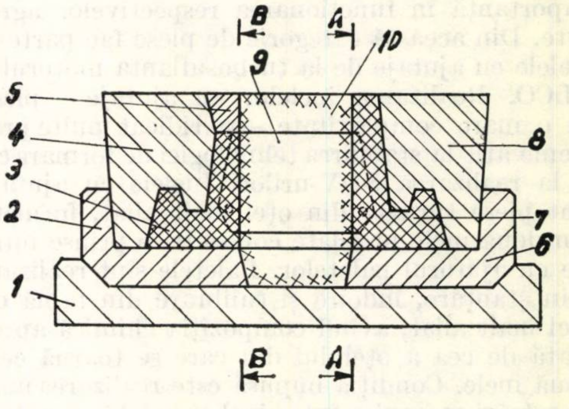


Fig. 4 — Secțiune prin cutia de miez

1. placă de bază; 2. inel; 3. parte mobilă din rășină epoxidică pentru diametrul interior; 4. bandaj interior; 5. inel profilat; 6. inel; 7. partea mobilă din rășina epoxidică pentru diametrul exterior; 8. bandaj exterior; 9. paletă; 10. miez monobloc.

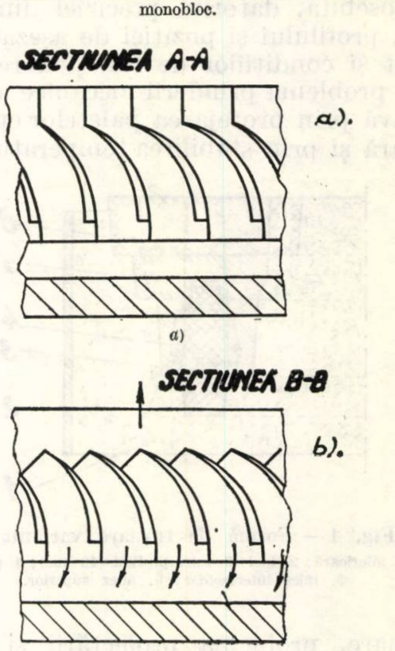


Fig. 5 — Secțiuni prin cutia de miez.

În figura 6 este prezentată o formă de turnare gata montată. Față de forma din figura 1 s-a introdus formarea completă în miezuri și realizarea unei rețele de turnare prin sifon. Piesele obținute prin tehnologia prezentată sînt corespunzătoare din toate punctele de vedere.

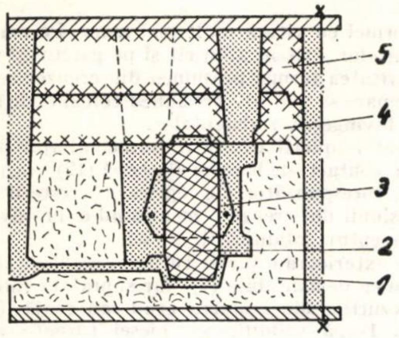


Fig. 6 — Formă de turnare, varianta a II-a

1. miez inferior; 2. miez monobloc; 3. paletă; 4. miez intermediar; 5. miez superior.

Prin această realizare s-a eliminat importul de inele cu ajutaje pentru turbosuflanta motorului ALCO.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Feldman, S.S.*: Turnarea de precizie, București, Editura tehnică, 1963.

[2] * * * Realizări noi în domeniul turnării de precizie (I.D.T), București, 1963.

[3] *Vulcu, V.*: Proiectarea și construcția garniturilor de model pentru turnătorie, București, Editura tehnică, 1971.

[4] *Guliaev, B.B.* Procedee speciale de turnare, Editura tehnică, 1972.

[5] * * * Procedee noi de lucrări în confecționarea formelor și a modelelor. In: Giessereitechnik, nr. 9/1970.

[6] * * * Prospect și instrucțiuni de utilizare a rășinilor epoxidice.

Summary

The work discusses the moulding technology for nozzle rings of the Alco engine turbo-blower. The nozzle rings are parts of particular importance for the turbo-blower operation. These parts operate in high temperature conditions. At the beginning, a first technology variant is described, which consists of the fabrication of 40 cores between blades. The author discusses the causes which led to the failure of this solution. Further on, the attempts made for finding an optimal solution for the achievement of moulding devices are described. A detailed description is given for the moulding box in which the monoblock core is made. Finally, the author discusses the technology and devices which led to the achievement of high quality castings.

Résumé

L'ouvrage présente la technologie de moulage des anneaux à ajutages pour la turbosoufflante du moteur ALCO. Les anneaux à ajutages sont des pièces particulièrement importantes pour la marche des turbosoufflantes fonctionnant à haute température. L'ouvrage commence par la description d'une première variante de cette technologie qui consiste dans l'exécution de quarante noyaux d'interpalettage. Après avoir montré quelles ont été les causes qui ont provoqué l'échec de la solution choisie, on présente ensuite les essais effectuée pour trouver les solutions les plus adéquates à la réalisation des outils — dispositifs vérificateurs (ODV) de moulage. L'éxécution de la boite à noyaux pour de moulage du noyau monobloc est présentée ensuite d'une façon très détaillée. À la fin on présente la technologie et les ODV dont l'application a mené à la réalisation de pièces de haute qualité.

Zusammenfassung

Im Artikel wird die Formtechnologie für die Düsenringe vom Turbogebläse des ALCO-Motores beschrieben. Die Düsenringe sind Teile von besonderer Bedeutung für den Betrieb des Turbogebläses. Diese Bestandteile arbeiten in Bedingungen hoher Temperatur. Am Anfang wird eine erste technologische Variante vorgelegt, welche die Fertigung von 40 Zwischenschaufelkerne darstellt. Es werden die Gründe des Misserfolges der gewählten Lösung angegeben. Weiter werden die durchgeführten Versuche zum Auffinden von optimalen Lösungen zur Fertigung der Formwerkzeuge und Vorrichtungen gezeigt. Es wird ausführilich die Herstellungsweise der Kernbüchse, in welcher der Einstückkern geformt wird, beschrieben. Zum Schluss werden die Technologie und Formwerkzeuge, welche zur Fertigung von Bestandteilen hoher Qualität beigetragen haben, angegeben.

Резюме

В работе представлена технология изготовления сопловых колец турбодувки двигателя ALCO. Сопловые кольца — основные детали турбодувки, работают в условиях высокой температуры. В первой части работы представлен первый технологический вариант изготовления 40 стержней между лопатками, и причины, из-за которых не удалось получить соответствующие результаты при применении данного метода. В продолжение описаны испытания по установлению оптимального решения для изготовления формовочных инструментов и устройств. Подробно представлен способ получения стержневого ящика для изготовления цельного стержня. В конце работы представлены технология, инструменты и устройства, при применении которых изготовлялись качественные детали.

◆

CZ: 621.74.043; 621.74.06

Consideraţii generale privind instalaţiile pentru turnarea la joasă presiune

Ing. **George ARTIMON** – ICPTSC – Bucureşti

Procedeul turnării metalelor la joasă presiune are o aplicabilitate relativ recentă, cu toate că principiul său este cunoscut de mult timp. Deşi acest procedeu cunoaşte o largă răspîndire în străinătate el nu a fost încă abordat în ţara noastră, la ora actuală neexistînd o tehnologie unitară pentru executarea de piese turnate pe baza procedeului şi nici norme tehnice privind calitatea acestora.

Menţionăm de la bun început faptul că orice instalaţie clasică de turnare la joasă presiune are în componenţa sa următoarele:

- cuptor de menţinere etanş;
- sistem de punere în presiune, pentru aer sau gaz inert;
- sistem de injectare a aliajului lichid;
- ansamblu mecanic ce permite deschiderea şi închiderea formei şi funcţionarea tuturor părţilor mobile.

Vom insera pe scurt aceste elemente constitutive, urmărind în special rolul pe care îl au în bunul mers al instalaţiei (vezi fig. 1) [4].

Aliajul lichid este introdus într-un creuzet (1) presurizat şi menţinut la temperatura de turnare prin intermediul instalaţiei de încălzire-menţinere (3), care este de obicei un cuptor cu rezistenţe. Capacul creuzetului este străpuns de unul sau mai multe tuburi (2) de alimentare a formei cu aliaj lichid, ele ajungînd pînă aproape de fundul creuzetului.

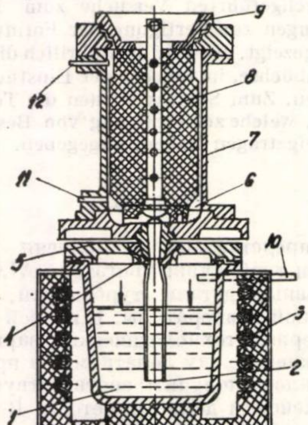


Fig. 1 — Schema unei instalaţii de turnare la joasă presiune.

Partea superioară a tubului de alimentare se termină cu capacul (4) şi bucşa de turnare (5), comunicînd cu alimentatorul reţelei de turnare (6). Prin conducta (10) se trimite în creuzet aer comprimat sau gaz inert. Valoarea presiunilor interne la care este supus cuplul creuzet — aliaj lichid se situează în general sub 1 daN/cm^2, dar ea poate atinge şi depăşi 1,5 daN/cm^2, fiind dependentă de natura aliajului turnat (greutatea sa specifică). Astfel, în cazul turnării roţilor pentru vagoanele de cale ferată din oţel, la firma „GRIFFIN WHELL Co." (S.U.A) presiunea aerului în interiorul cuptorului atinge valoarea de 2,5 daN/cm^2 [2]. Sub impulsul aerului comprimat aliajul lichid pătrunde în tubul alimentator, urmînd un drum ascensional, şi apoi prin reţeaua de turnare în cavitatea formei, aflată la partea superioară a cuptorului. Astfel, la început aliajul se ridică mai lent pînă la nivelul alimentatorului, unde închiderea contactului electric (11) cuplează supapa de accelerare a sistemului pneumatic. Ulterior presiunea din creuzet creşte rapid, avînd drept consecinţă umplerea formei cu viteză mult mai mare. Pe măsura creşterii rezistenţelor, atît în aliaj cît şi pe parcursul său ascensional în cavitatea formei presiunea din creuzet creşte automat şi ca urmare se măreşte presiunea coloanei de aliaj, ceea ce permite învingerea rezistenţelor.

La sfîrşitul umplerii cavităţii formei aliajul închide cel de-al doilea contact de blocare electrică (12), care cuplează dispozitivul corespunzător de oprire a creşterii în continuare a presiunii din creuzet, menţinînd-o la nivelul atins pînă în momentul solidificării piesei.

Suprafaţa exterioară a piesei turnate se obţine cu ajutorul formei metalice demontabile (7), iar suprafaţa interioară cu ajutorul miezurilor din amestec crud sau coajă (8) precum şi metalice. După solidificarea piesei turnate acţionează releul de timp tehnologic necesar, presiunea din creuzet scade pînă la valoarea celei atmosferice şi forma metalică se deschide [3,4].

Din punct de vedere constructiv, maşinile de turnare la joasă presiune pot fi clasificate în două grupe principale:

a — maşini cu injectare verticală;
b — maşini cu injectare oblică.

Instalaţiile din prima categorie sînt mai cunoscute, prezentînd un aspect mai compact (vezi fig. 1). Inconvenientul major al acestor dispozitive îl constituie prezenţa formei de turnare în partea imediat superioară a cuptorului. Din acest motiv ele sînt practic imposibil de realizat din elemente demontabile, iar fiecare intervenţie în cuptor atrage după sine demontarea sau îndepărtarea formei. Aceste inconveniente apar minore în cazul execuţiei pieselor mici, căci frecvenţa de şarjare a cuptorului este mică, iar formele prezintă în general o configuraţie simplă, dar în condiţiile în care procesul este condus spre realizarea de piese mai complicate, se pot lua în considerare mai multe puncte de alimentare. Aceasta nu înseamnă că trebuie înmulţite ca număr tuburile de alimentare (se recomandă a fi de maximum două) ci se preferă o alimentare a piesei în Y la nivelul gîtului, permiţînd astfel multiplicarea cu uşurinţă a punctelor de atac cu aliaj lichid a cavităţii formei.

La instalaţiile din cea de-a doua categorie — de o concepţie foarte recentă — se constată o separare a formei de cuptor (vezi fig. 2) [3]. În aceste condiţii operaţiile de umplere a creuzetului sînt uşurate şi în plus se pot aplica uşor tratamente asupra topiturii (dezoxidare, spălare, afînare etc.) în intervale mai scurte de timp, nefiind necesare manevre de degajare a formei, ba mai mult, aceasta permite luarea în considerare a cuptoarelor de mare capacitate, ele nederanjînd accesul la formă. În sfîrşit, un principal avantaj al acestor maşini îl constituie posibilitatea folosirii unor utilaje complexe, cu elemente montabile în placa de bază (miezuri metalice, ejectoare, părţi mobile etc.). Injectarea aliajului executîndu-se printr-un gît oblic, se pot realiza sisteme de turnare de o mai mică complexitate, care permit obţinerea de structuri foarte sănătoase (mai ales cînd piesele comportă miezuri de nisip), dar în prezent aceste sisteme perfecţionate sînt încă în fază incipientă. Umplerea excesivă cu metal poate fi periculoasă şi foarte costisitoare, în timp ce lucrînd cu o rezervă prea mică de aliaj în creuzet se anulează unul dintre aspectele pozitive ale procedeului şi anume umplerea formei cu aliajul curat ce se găseşte sub stratul de oxizi de la suprafaţă.

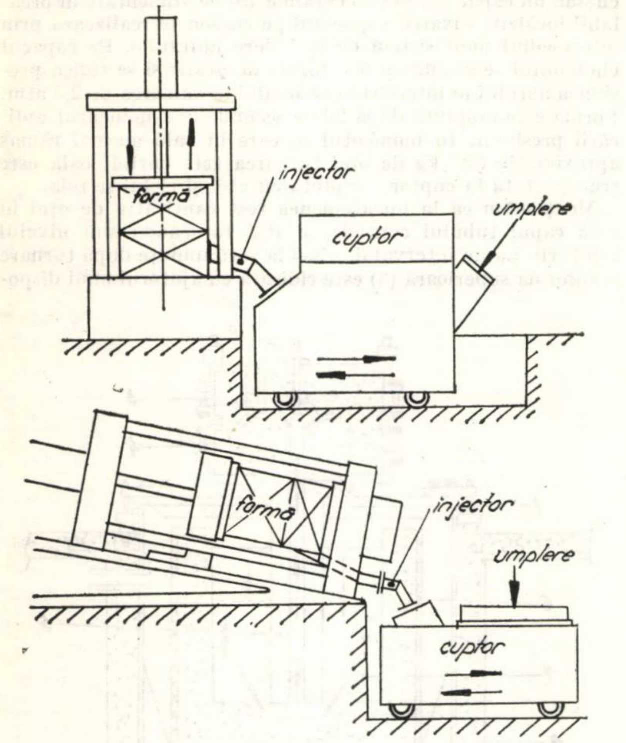


Fig. 2. — Schema instalaţiei de turnare la joasă presiune cu injectare oblică.

Maşinile actuale de turnare la joasă presiune sînt construite astfel, încît să asigure o curăţire uşoară a creuzetului naintea alimentării sale cu aliaj proaspăt, demontarea sau înlocuirea uşoară a tuburilor de alimentare sau a creuzetului, toate aceste operaţii avînd o execuţie greoaie la maşinile mai vechi.

În cele ce urmează vom prezenta pe scurt cîteva tipuri de instalaţii de turnare la joasă presiune, urmărind schema instalaţiei şi caracteristicile sale tehnice.

1. Instalaţia „DIMO" (Anglia)

Agregatul reprezintă o unitate bine închisă, formată dintr-un cuptor de menţinere ce are montată deasupra lui o formă de turnare metalică umplută cu aliaj prin intermediul unei suprapresiuni dezvoltate pe suprafaţa topiturii din creuzet. Prin desfăşurarea automată a turnării se asigură condiţii identice şi reproductibilitatea la turnare pentru temperaturi constante ale aliajului şi ale formei pe întreaga perioadă a procesului de producţie, asigurînd piese turnate de calitate superioară, lipsite de defecte. Din prezentarea schemei instalaţiei (fig. 3) [5] se constată că tubul alimentator iese în afara cuptorului, forma metalică fiind suspendată deasupra acestuia la înălţimi cuprinse între 115 şi 760 mm, funcţie de tipul instalaţiei. Pentru a egaliza temperatura pe întreaga lungime a tubului alimentar, în partea sa superioară el este încălzit cu o rezistenţă (5). Datele tehnice ale instalaţiei sînt prezentate în tabelul 1 [5].

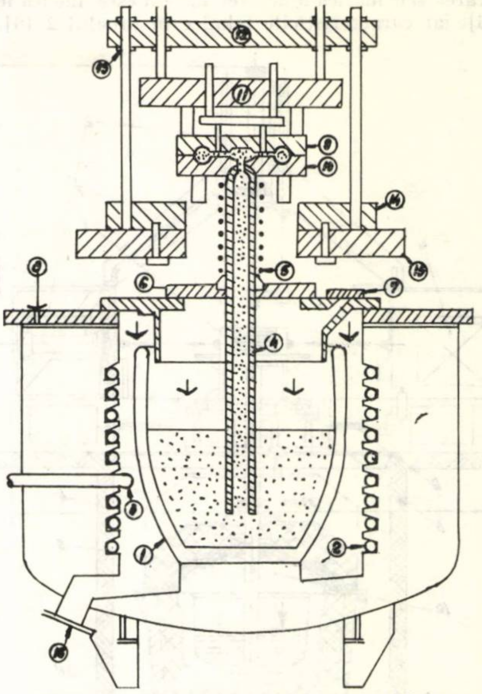


Fig. 3. — Schema instalaţiei „DIMO"

1 — creuzet de menţinere; 2 — rezistenţă electrică de încălzire; 3 — termocuplu; 4 — tub alimentator; 5 — încălzitor pentru tubul alimentator; 6 — placa extractoare; 7 — orificiu pentru alimentarea cu aliaj lichid; 8 — orificiu de intrare a aerului sau a gazului inert; 9 — semicochilă mobilă; 10 — semicochila fixă; 11 — placă de fixare mobilă; 12 — placă extractoare; 13 — dispozitiv de reglare funcţie de înălţimea cochilei; 14 — placă de fixare fixă; 15 — placă turnantă; 16 — gură de evacuare în caz de spargere a creuzetului.

Tabelul 1:

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii tehnice	U/M	Tipul de maşină		
			DS_2	DM_2	DB_2
0	1	2	3	4	5
1	Dimensiuni placă de fixare	mm	915×685	1150×760	2185×1270
2	Distanţa dintre coloane	mm	760×510	915×510	1830×915
3	Înălţimea coloanei min-max.	mm	115-530	150-610	305-760
4	Cursa plăcii mobile	mm	610	760	1220
5	Diametrul coloanelor	mm	65	75	100
6	Dimensiunile maxime ale cochilei	mm	760×685	910×685	1830×1270
7	Spaţiul necesar instalaţiei (lungime × lăţime)	mm	2900×1525	2900×1525	4270×2750
8	Cursa cilindrului central	mm	205	250	305
9	Forţa de închidere	N	408	612	3060
10	Forţa de expulzare	N	388	592	2856
11	Forţa de închidere a cilindrului central	N	153	306	1020
12	Forţa de deschidere a cilindrului central	N	143	286	918
13	Greutatea max. a cochilei	Kg	1550	3500	10000
14	Capacitatea creuzetului (pentru Al)	Kg	250	250	500
15	Greutatea instalaţiei	Kg	4500	4500	14000
16	Presiunea în instalaţia hidraulică	N/cm^2	70	70	210

2. Instalaţia „MEBEMAT–NDK–AH5" (RDG)

În R. D. Germană există în funcţiune instalaţii de turnare la joasă presiune de tipul Mebemat – NDK – Automat H5. Prezentarea schematică a acestei maşini este făcută în figura 4 [6], iar caracteristicile tehnice în tabelul 2 [6].

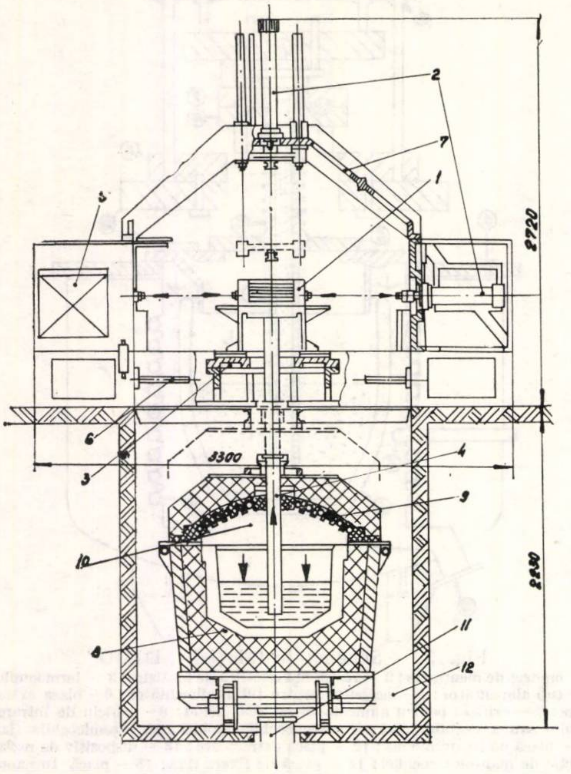


Fig. 4. – Schema instalaţiei „MEBEMAT–NDK–AH5"

1 – forma de turnare; 2 – cilindru de lucru; 3 – placă de fixare; 4 – tub de alimentare; 5 – tablou de comandă; 6 – limitator de cursă; 7 – traversă; 8 – cuptor de menţinere la cald; 9 – rezistenţă electrică; 10 – introducerea aerului; 11 – cilindru de comprimare; 12 – groapă de cuptor.

Tabelul 2

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii tehnice	U/M	Valoare
0	1	2	3
1	Greutatea posibilă a piesei turnate	Kg	0,1...30
2	Dimensiuni maxime ale piesei turnate	mm	400 × 600
3	Capacitatea maximă a cuptorului (pentru Al)	Kg	aprox. 600
4	Capacitatea efectivă a cuptorului (pentru Al)	Kg	500
5	Timpul de turnare (rezultă din temperatura de turnare şi timpul de solidificare, funcţie de greutatea maximă a piesei)	min.	2...5
6	Puterea electrică a cuptorului	KW	23
7	Consum de energie pentru menţinere la 720°	KW	15
8	Puterea motorului pentru generator	KW	7
9	Presiunea de lucru normală în instalaţia hidraulică	N/cm²	4
10	Presiunea de lucru maximă în instalaţia hidraulică	N/cm²	8

3. Instalaţia „AMSTED" (SUA)

Firma „GRIFFIN WHELL Co" (SUA) posedă instalaţia „AMSTED", cu ajutorul căreia sînt turnate la joasă presiune roţi pentru vagoanele de cale ferată din oţel carbon (0,8...
...0,9 %C). Schema instalaţiei este prezentată în figura 5 [2]. Oţelul elaborat în două cuptoare electrice cu arc este evacuat într-o oală (6) cu capacitatea de 18 t, care se plasează în chesonul (8) al instalaţiei „AMSTED". După îndepărtarea zgurei de pe suprafaţa băii de oţel (7) din oală se aşază pe cheson un capac (1) cu tub ceramic (5) de alimentare în prealabil încălzit. Fixarea capacului pe cheson se realizează prin intermediul unui sistem de închidere hidraulic. Pe capacul chesonului se amplasează o formă de grafit şi se ridică presiunea aerului în interiorul chesonului la valoarea de 2,5 atm. Forma este umplută după 20 de secunde din momentul aplicării presiunii. În momentul în care în oală au mai rămas aproximativ 800 kg de oţel turnarea este oprită, oala este transportată la cuptor, umplută cu oţel şi ciclul se reia.

Menţionăm că la un asemenea rest cantitativ de oţel în oală capul tubului ceramic se află totdeauna sub nivelul topiturii. La un interval de cinci la sută minute după turnare semiforma superioară (3) este ridicată cu ajutorul unui dispozitiv special, piesa turnată (roata) este extrasă din semiforma inferioară (4) şi transportată la cuptorul de tratament termic, în care se răceşte timp de o oră, de la 1093 pînă la 538°C, în vederea detensionării. În semiforma superioară este montată o tijă – opritor (2), acţionată automat, care permite ca oţelul să intre în formă şi apoi să curgă din nou în oală.

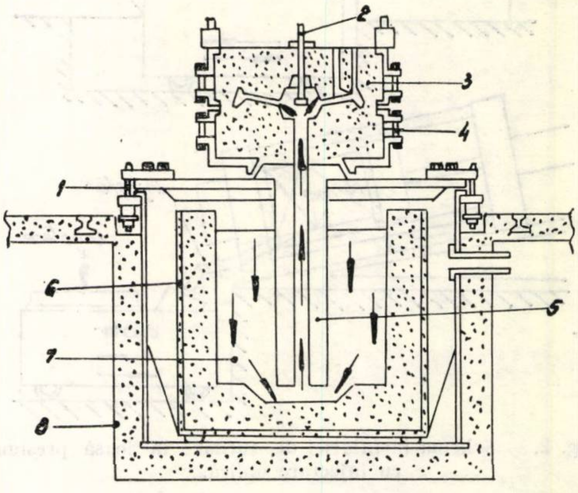


Fig. 5. – Schema instalaţiei „AMSTED"

Din cantitatea de oţel aparţinînd unei şarje pot fi turnate 35 pînă la 40 de roţi, cu diametre de 838 respectiv 914 mm.

Procedeul turnării la joasă presiune poate fi considerat încă un procedeu nou în curs de perfecţionare, care conferă o bună calitate pieselor turnate. Acest procedeu de mare perspectivă va ocupa un loc din ce în ce mai important în fabricaţiile realizate actualmente prin turnare gravitaţională la cochilă, atît pentru piese de o anumită complexitate cît şi pentru ritmuri înalte de producţie. Reuşita în aplicarea procedeului implică respectarea cu stricteţe a următorilor factori:

- studierea precisă a parametrilor maşinii;
- conceperea de soluţii tipizate de construcţie a formei, a sistemelor de răcire zonală şi de încălzire, a dispozitivelor de aplicare şi de curăţire a suprafeţei formelor metalice de vopsele;
- determinarea regimurilor tehnologice optime de turnare şi formare ale pieselor turnate;
- alegerea judicioasă a aliajelor pentru turnare.

Respectarea acestui minim de factori permite realizarea în cele mai bune condiţii (de rentabilitate) a tuturor pieselor de serie mare – ce comportă sau nu miezuri de nisip – din aliaje de înaltă calitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Portalier, R.* : Amélioration des procédés de moulage, en moules permanents. Revue de l'aluminium, 1973, nr. 414, p. 35–47.

[2] * * * J. Metals, 1972, nr. 11, p. 50–53

[3] *Portalier, R.* : Considérations sur le moulage à basse pression. Revue de l'aluminium, 1971, nr. 399, p. 796–805, nr. 400, p. 895–899.

[4] *Lebedev, V.M.* : Turnarea pieselor din aliaje de aluminiu (trad. din lb. rusă), 1972, Bucureşti, Editura tehnică.

[5] * * * „DIMO" – Giessautomat (prospect).

[6] *Pilz, L.* : Einsatz hochproduktiver NDK-Kokillenagregat zur Durchsetzung der Automatisierung vom Alkokillenguss, Giessereitechnik, 1972, vol. 18, nr. 9, p. 291–295.

Summary

The article discusses the component part of a classical metal and alloy foundry plant for low pressure casting and their role in the smooth operation. The plants are classified according to the way in which molten alloy is injected into the die listing the main advantages and disadvantages of various types of installations. Further on, a concrete description of such plant is given together with the general diagram and main technical characteristics.

Résumé

On décrit tous les éléments d'une installation classique pour la coulée sous basse pression des métaux et des alliages, ainsi que le rôle de chaque partie dans le bon fonctionnement de l'installation. Par la classification des installations au point de vue du mode d'injection de l'alliage liquide dans le moule métallique, on met en évidence les principaux avantages et désavantages de divers types d'installations. L'ouvrage prend fin par la description proprement-dite de quelques installations, en présentant leur schéma général ainsi que leurs caractéristiques techniques principales.

Zusammenfassung

Es werden die Teile einer herkömmlichen Anlage zum Niederdruckgiessen der Metalle und ihrer Legierungen als auch ihre Rolle für den guten Betrieb der Anlage, beschrieben. Durch die Klassifikation der Anlagen vom Standpunkt der Eingussweise der Flüssiglegierung in die Metallform werden die Hauptvorteile und Nachteile der verschiedenen Anlagentypen verfolgt. Weiter werden diese Anlagen beschrieben und ihr allgemeines Schema und technischen Hauptkennzeichenbeigelegt.

Резюме

В работе представлены состовляющие части установки для разливки металлов и сплавов под низким давлением и их роль во время действия установки. Установки класифицированы с точки зрения способа внедрения жидкого сплава в металлическую форму; указаны также преимущества и недостатки разных видов установок. В работе подробно описаны некоторые установки; также даны их общие схемы и основные технические характеристики.

◆

CZ ; 621.74.047 ;669.2.8

Experimentări realizate la Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde (I.C.P.T.S.C.) cu prima instalaţie românească pentru turnarea continuă orizontală a semifabricatelor din aliaje neferoase

Ing. George **ARTIMON** ; ing. Petre **PADAR** ; ing. Claudia **GHEORGHIU** ; ing. Ioniţă **CHICULIŢĂ** ;
Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde – Bucureşti

Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru sectoare calde din Bucureşti a proiectat şi executat prima instalaţie românească pentru turnarea continuă orizontală a semifabricatelor din aliaje neferoase. Prototipul instalaţiei, pus în funcţiune în staţia pilot a institutului, asigură realizarea unei game de semifabricate cu dimensiuni cuprinse între 20 şi 120 mm. Cu ajutorul acestui prototip se va extinde tehnologia stabilită pentru bronzurile cu staniu şi la alte aliaje neferoase, precum bronzurile de aluminiu, aliajele cu bază de aluminiu, aliajele antifricţiune, mărind totodată şi gama profilelor semifabricatelor turnate.

Instalaţia prezentată schematic în figura 1 are în componenţa sa un cuptor de menţinere 1 a aliajului lichid la temperatura de turnare, încălzit cu gaz metan. La creuzetul ce se află plasat în interiorul cuptorului este cuplat un cristalizor a cărui matriţă din grafit este răcită cu apă, debitul şi temperatura acesteia fiind reglate de instalaţia de răcire 2 acţionată automat. În faţa orificiului de turnare sînt dispuse suporturile cu role şi calea cu role 3, precum şi dispozitivul de tragere 4 acţionat de grupul hidraulic 5. Semifabricatele turnate sînt debitate la lungimea dorită cu ajutorul dispozitivului de debitare pendular cu disc abraziv 6.

Caracteristicile tehnice generale ale instalaţiei sînt :

- productivitatea . . . . . . .max. 400 kg/h ;
- capacitatea creuzetului . . .150 kg bronz lichid ;
- mărimea semifabricatului . .Ø 20...120 mm ;
- temperatura de turnare . .max. 1230°C ;
- consumul de gaz metan . .cca 20 Nm³/h ;
- consumul de apă . . . . . .cca 2 Nm³/h ;
- greutatea totală . . . . . .3300 kg.

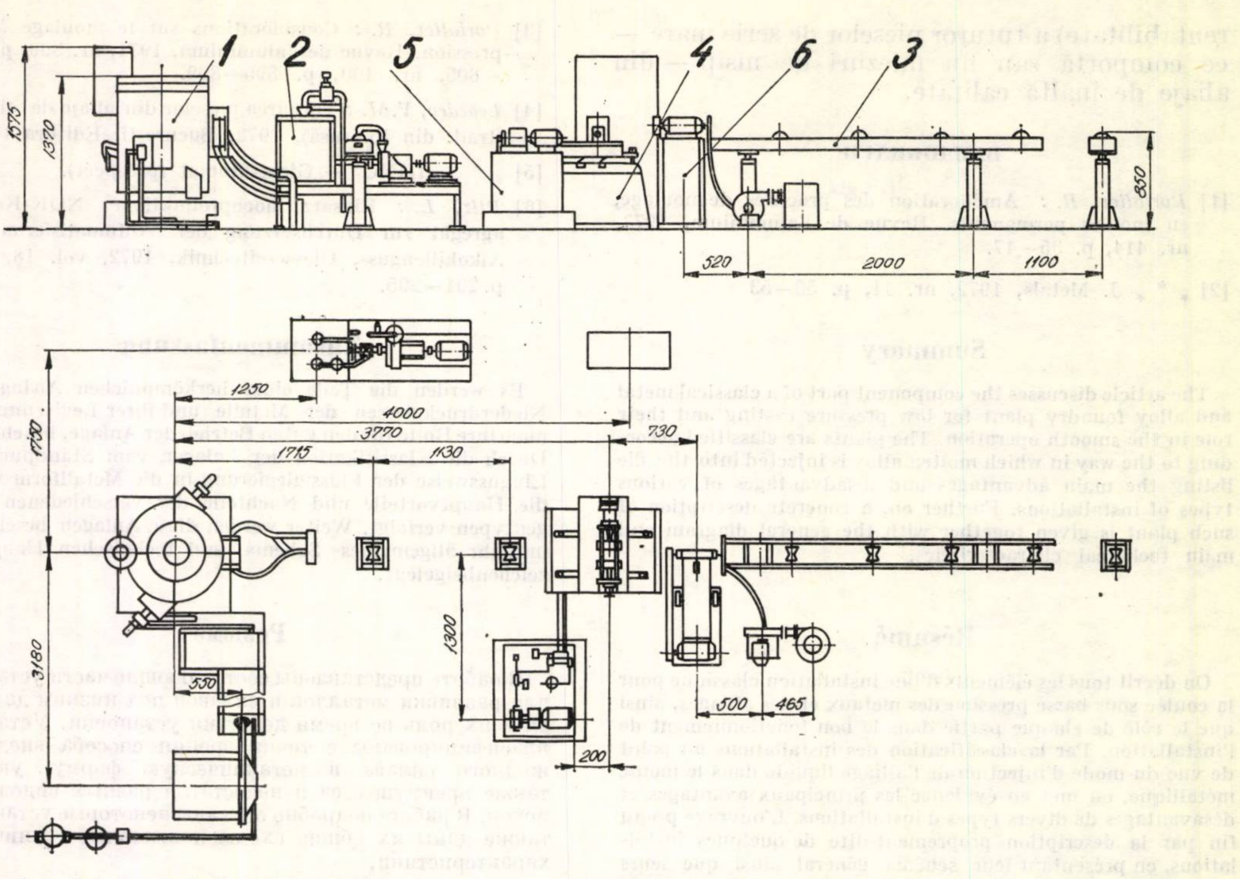


Fig. 1. — Schema prototipului instalaţiei pentru turnarea continuă a semifabricatelor din aliaje neferoase, din ICPTSC.

Particularităţile solidificării la turnarea continuă orizontală

O primă particularitate a procesului de turnare continuă orizontală o constituie întîrzierea solidificării pe direcţia axei secţiunii transversale a cristalizorului (fig. 2), fenomen accentuat odată cu creşterea diametrului semifabricatului turnat. Principalul factor care întîrzie solidificarea este stratificarea termoconvectivă a aliajului lichid pe secţiunea transversală a semifabricatului, la ieşirea acestuia din creuzet. Ca urmare, temperatura aliajului pe secţiune este mai mare spre partea superioară a cristalizorului decît spre partea sa inferioară. În afara proprietăţilor termofizice ale aliajului

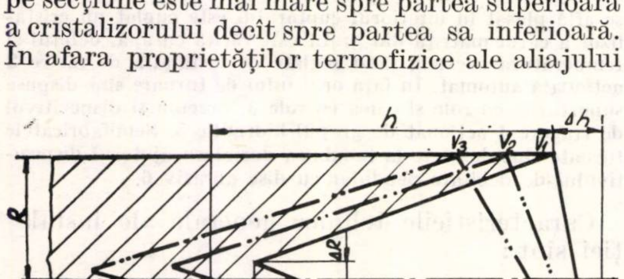


Fig. 2. — Schema frontului de solidificare a semifabricatelor turnate continuu orizontal.

întîrzierea solidificării (Δh) este influenţată de viteza de turnare, putînd fi determinată practic folosind ecuaţia:

$$\Delta h = \frac{T_t - T_c}{T_t - T_p} \times \frac{R\gamma c \cdot V}{2\alpha} \tag{1}$$

unde: T_t — temperatura de turnare a aliajului, °C;
T_c — temperatura de solidificare, °C;
T_p — temperatura suprafeţei peretelui pe înălţimea cristalizorului, °C;
R — raza semifabricatului, m;
γ — greutatea specifică a aliajului, kgf/m³;
C — căldura specifică medie a aliajului lichid, Kcal/kg°C;
V — viteza de turnare, m/s;
α — coeficientul de cedare de căldură de la semifabricat la cristalizor, Kcal/m² °C.

A doua particularitate importantă a procesului de turnare continuă orizontală o constituie deplasarea centrului de cristalizare a semifabricatului faţă de centrul geometric al secţiunii transversale cu mărirea ΔR. Pe baza cercetărilor experimentale s-a stabilit că această mărime depinde în principal de raza semifabricatului turnat, nedepăşind 10 % din diametru; micşorarea mărimii ΔR are loc odată cu mărirea vitezei de turnare.

Macrostructura barei cu Ø 28 mm turnată din bronz Bz6ZnT (fig. 3) ilustrează elocvent deplasarea centrului de cristalizare spre partea superioară a cristalizorului. Ambele particularități ale procedeului nu aduc implicații asupra calității semifabricatului turnat.

A treia particularitate a turnării continue orizontale este schema de solidificare a semifabricatului, ea manifestînd o influență determinantă în apariția defectelor (rupturi, fisuri, triunghiuri de licuație) și în prevenirea lor. Schema solidificării la turnarea continuă orizontală cu tragerea periodică a semifabricatului este ilustrată în figura 4. Prin analiza metalografică s-a stabilit că linia frontului de solidificare este perpendiculară pe direcția de creștere a cristalelor columnare, deoarece coincide cu direcția de creștere a dendritelor (fig. 5). Într-un regim de tragere periodic pasul de tragere se împarte în perioada de tragere propriu-zisă și cea de staționare. Situația prezentată în figura 4 corespunde sfîrșitului staționării, cînd limita de separație a fazelor solid-lichid ocupă poziția extremă în dreapta, sub forma unei adîncituri, la o viteză medie de turnare V_1. În timpul opririi frontul de solidificare se deplasează de la stînga spre dreapta pe măsură ce se răcește grafitul; prin aceasta se micșorează viteza de deplasare, întrucît cu îndepărtarea de mantaua de răcire scade intensitatea cedării căldurii.

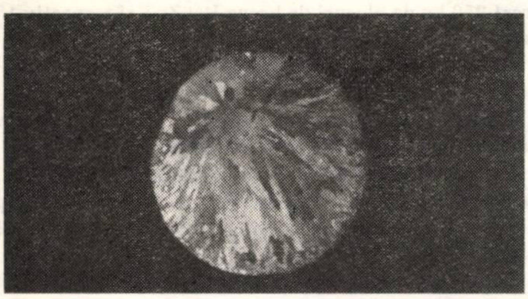


Fig. 3. — Macrostructura barei cu Ø 28 turnată din Bz6ZnT, în secțiune transversală.

MĂRIRE 1:1; atac; persulfat de amoniu 10% + hidroxid de amoniu 25 %

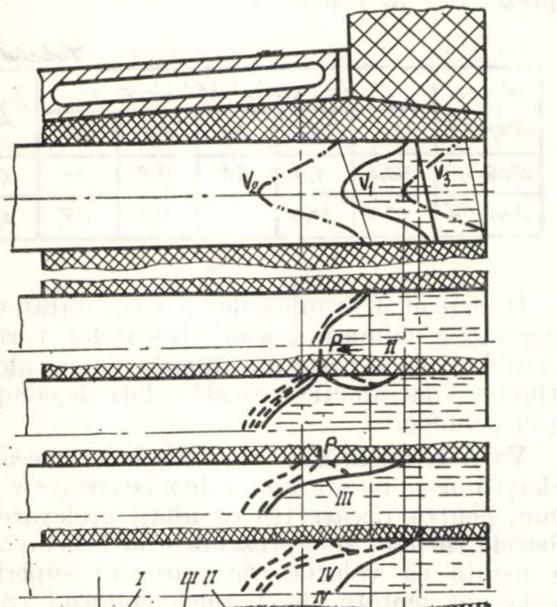


Fig. 4. — Schema solidificării la turnarea continuă orizontală cu tragerea periodică a semifabricatului. Dispunerea frontului de solidificare în cristalizor.

În figura 4 se reprezintă cu linie punctată poziția frontului de solidificare la vitezele de turnare V_2 și V_3, unde $V_2 > V_1 > V_3$. La viteza V_1 frontul de solidificare a atins pe înălțime secțiunea I în timpul staționării. În stînga temperatura peretelui cristalizorului este mai scăzută, iar în dreapta mai ridicată, comparativ cu temperatura de solidificare a aliajului.

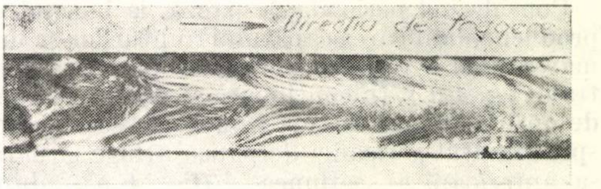


Fig. 5. — Porțiunea finală a barei cu Ø 32 turnată din AmXT2. Dispunerea frontului de solidificare. Suprafața este paralelă cu planul orizontal.

În momentul inițial al solidificării semifabricatul își retrage de la suprafața cristalizorului crusta de primă solidificare, fără rupere.

Aceasta este o problemă de principiu, deoarece dacă se presupune la observarea procesului stabil al formării unui semifabricat că la tragere se produce ruperea crustei, care rămîne suspendată în lichid, atunci trebuie să se admită că aceasta nu poate fi îndepărtată nici la pașii următori de tragere. Este vizibil că o asemenea crustă în suspensie poate să crească, conducînd la stricarea stabilității procesului și la ruperea semifabricatului. Este posibilă ruperea diferitelor părți de crustă nou formată pe suprafața cristalizorului în cazul în care forțele de adeziune ale acesteia la suprafața grafitului depășesc proprietățile de rezistență, dar în acest caz este de presupus că părțile în suspensie se dizolvă pe seama căldurii de supraîncălzire a aliajului lichid care intră în semifabricatul turnat. Datorită acestui fapt pe o porțiune 1′—2′ (fig. 4 b) temperatura peretelui cristalizorului devine mai ridicată decît temperatura de solidificare a aliajului. Solidificarea semifabricatului începe în secțiunea 2′. Cristalele care cresc, neavînd suficientă rezistență, nu pot fi extrase de semifabricat și formează în perioada de tragere o crustă staționară. Specificul formării crustei constă în faptul că în procesul de tragere, aceasta rămînînd pe loc, crește continuu pe măsura eliberării suprafeței cristalizorului ca și cum ar ajunge din urmă semifabricatul turnat. Concomitent, în procesul întregii perioade de tragere se continuă solidificarea aliajului pe semifabricatul turnat. Schematic, creșterea straturilor pe fronturile în mișcare și staționare se prezintă în figura 4 b, c. Este de remarcat că în momentul crustei staționare, între aceasta și partea turnată a semifabricatului se formează o zonă de rupere, în care intră în mod continuu metal lichid ce alimentează cristalele ce cresc din stînga și din dreapta. În figura 4 b—d, zona de rupere denumită capătul fronturilor de solidificare și direcția deplasării sale este indicată cu săgeata *P*.

Astfel, se pot distinge două zone de solidificare care se formează în perioada de tragere a unui pas :

I — Zona de solidificare continuă pe partea turnată a semifabricatului.
II — Zona crustei staționare.

Considerînd perioada de pauză, la început se produce solidificarea capătului fronturilor și formarea unei a treia zone intermediare sau centrale (fig. 4 d.). În continuare se formează zona de oprire IV (fig. 4 e) și frontul de solidificare spre sfîrșitul perioadei de pauză atinge situația sa anterioară — secțiunea 1'(fig. 4 a), după care ciclul se repetă.

Analizînd macrostructura barei cu Ø 28 mm turnate din bronz Bz6ZnT (fig. 3) se constată în afară de deplasarea centrului de cristalizare către partea superioară prezența mai multor tipuri de cristale. Astfel, suprafața exterioară a barei în contact direct cu cristalizorul prezintă o zonă de cristale mici echiaxe, formate în perioada de pauză. Dinspre centrul de cristalizare pornesc în evantai cristale columnare, orientate în direcția cedării de căldură. Urmează apoi o zonă de cristale mari neorientate, formate în timpul de staționare și solidificare cu o viteză relativ mică în condițiile unei răciri mai slabe. Se constată de asemenea la partea inferioară o zonă de cristale mici echiaxe, formate la începutul perioadei de oprire în condițiile încetării mișcării aliajului și a micșorării intensității schimbului de căldură prin îngroșarea crustei.

Materialul și metodica de cercetare

În cadrul experimentărilor s-a urmărit turnarea a două tipuri de aliaje neferoase grele și anume bronzul CuSn6Zn4Pb4 (Bz6ZnT) și alama CuZn38Pb2Mn2 (AmXT2). Aliajele au fost turnate în bare cu diametre de 28 mm respectiv 32 mm. Din acestea s-au prelevat probe pentru analize chimice, determinarea macro și microstructurii, încercări la tracțiune și determinări de duritate Brinell, în condițiile prevăzute de STAS. Analizele metalografice și fotografierea s-au efectuat pe banc metalografic NEOPHOT — 2. Elaborarea aliajului s-a realizat în cuptor cu creuzet încălzit cu gaz metan. Tehnologia provizorie aplicată în cadrul experimentărilor a fost următoarea :

— în creuzetul preîncălzit al cuptorului de elaborare s-au încărcat 250 kg de blocuri de bronz Bz6ZnT și respectiv 150 kg deșeuri de alamă AmXT2 ;

— topirea s-a făcut cît mai rapid (circa 60 de minute, pentru a se preveni oxidarea și gazarea aliajelor ;

— la temperatura de circa 1180 °C s-a executat dezoxidarea cu CuP_9 (calculat la 0,05 % P) ;

— după dezoxidare aliajul s-a transvazat în creuzetul cuptorului de menținere a instalației de turnare, pregătit în prealabil prin încălzirea și deschiderea circuitului apei de răcire a cristalizorului ;

— după atingerea temperaturilor optime de turnare (1180°C pentru Bz6ZNT respectiv 1150°C pentru AmXT2) s-a început turnarea prin antrenarea de către dispozitivul de tragere a tijei fixate de amorsa de tragere ;

— debitarea barelor turnate s-a făcut la lungimi de 1000 mm cu dispozitivul pendular cu disc abraziv ;

— la scăderea nivelului aliajului lichid în creuzet pînă la 250 mm deasupra cristalizorului s-a completat creuzetul cu aliaj lichid ;

— în funcție de natura aliajului turnat s-a reglat pasul de tragere, astfel încît semifabricatul obținut să rezulte fără defecte (fisuri transversale etc.).

Compoziția chimică a șarjelor elaborate este prezentată în tabelul 1.

Tabelul : 1

Marca aliajului	Compoziția chimică, %					impur. max. %
	Cu	Zn	Sn	Pb	Mn	
Bz6ZnT	83,5	4,8	6,5	3,9	—	1,3
AmXT2	58,4	35,3	—	2,1	1,9	2,3

În cadrul determinărilor s-a constatat omogenitatea chimică a semifabricatelor turnate. Astfel, probele luate din diferite puncte ale secțiunii au dat practic aceleași valori ale compoziției chimice.

Valorile medii ale caracteristicilor mecanice, determinate pe un număr de zece epruvete (cîte una pentru fiecare tip de aliaj) prelevate din barele turnate sînt prezentate în tabelul 2. Se constată că valorile obținute sînt superioare celor prezentate de normele interne (STAS 199/2—73 pentru alama AmXT2 respectiv STAS 197 — 68 revizuire parțială pentru bronzul Bz6ZnT) pentru procedee de turnare clasice cît și pentru procedeul de turnare continuă orizontală.

Rezultatele examenului macro și microscopic sînt prezentate în figurile 3, 6, 7, 8 și 9.

Parametrii de tragere ai barelor au fost următorii :

— timp de tragere : 2—5 s ;
— timp pauză : 8—12 s ;
— pas de tragere : 35—60 mm ;
— viteza de turnare : 0,14—0,22 m/min.

Regimul temperaturilor de turnare a aliajelor, a barei la ieșirea din cristalizator și a apei de răcire în funcție de diametrul semifabricatului turnat este prezentat în tabelul 3.

Tabelul : 2

Marca aliajului	Mod de turnare *	Diam. bară ϕ, mm	Caracteristica mecanică					
			R (σ_r) daN/mm²		A (δ_5), %		HB 10/1000/30	
			STAS min.	Obținut	STAS min.	Obținut	STAS min.	Obținut
Bz6ZnT	TC	28	23	29,5	10	32,2	70	95
AmXT2	N	32	25	–	10	–	70	–
	C		35	–	8	–	80	–
	TC		–	38,1	–	18,7	–	85

* TC – turnat continuu
N – turnat la nisip
C – turnat la cochilă

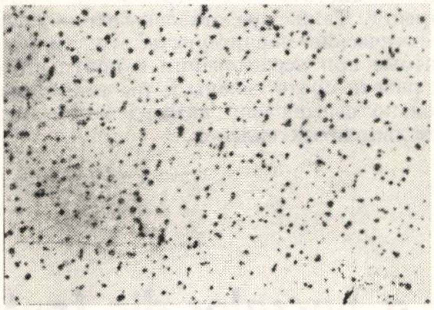


Fig. 6. – Examinarea microscopică fără atac pentru punerea în evidență a existenței separărilor de plumb la bara cu Ø 28 turnată din Bz6ZnT. Se observă distribuția uniformă a plumbului.
MĂRIRE 100 ;1.

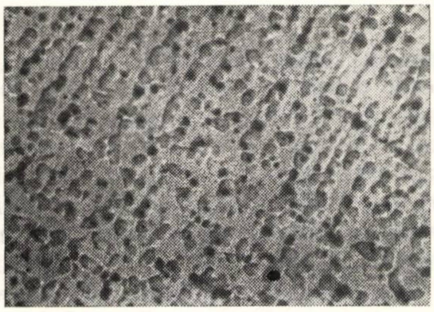


Fig. 7. – Microstructura barei **cu** Ø 28 turnată din Bz6ZnT, în secțiune transversală. Soluție solidă α și separări mărunte de **plumb.**
MĂRIRE 200 ;1 ; atac: clorură cuprică amoniacală.

Tabelul : 3

Marca aliajului	Diametru bară ϕ, mm	$T_{turnare}$ °C	$T_{bară\ la\ ieșire}$ °C	$T_{intrare\ apă}$ °C	$T_{ieșire\ apă}$ °C
Bz6ZnT	28	1180	400	20	40
AmXT2	32	1150	380	20	40

Concluzii :

Încercările efectuate au pus în evidență următoarele :

— valorile ridicate ale caracteristicilor mecanice fac posibilă utilizarea semifabricatelor obținute prin procedeul de turnare continuă orizontală în foarte multe domenii ale construcției de mașini ;

— prin extinderea procedeului este posibilă obținerea unor importante economii de metal și anume prin reducerea adaosurilor de prelucrare, scăderea substanțială a rebuturilor, lipsa rețelelor de turnare, reducerea cheltuielilor de prelucrare mecanică ;

— procedeul asigură în anumite cazuri substituirea profilelor deformate plastic, care se utilizează uneori numai

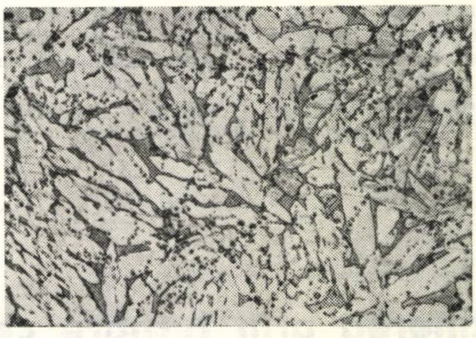


Fig. 8. – Microstructura barei cu Ø 32 turnată de AmXT2, în secțiune transversală. Se observă faza z pe fondul soluției solide α.
MĂRIRE 250 ;1 ; atac ; tiosulfat de sodiu

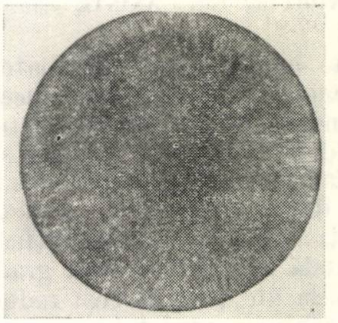


Fig. 9. – Macrostructura barei cu Ø 32 turnată din AmXT2, în secțiune transversală.
MĂRIRE 1 ;1 ; atac ; clorură cuprică amoniacală.

pentru forma lor şi mai puţin pentru caracteristicile lor mecanice ;

— instalaţia aflată în funcţiune la I.C.P.T.S.C. va putea permite extinderea procedeului la o gamă mai largă de aliaje şi profile de configuraţie complexă.

Summary

The article contains a description of the prototype of the first Romanian foundry plant for continuous horizontal casting of non-ferrous billets, designed, made and put into operation by the Technological Institute for Hot Processes. The diagram of the plant, its technical characteristics, the materials and research methods used in the experimental stage as well as the results obtained are discussed. The article also describes the theoretical aspects in connection with solidification characteristics of horizontal continuous alloy castings.

Résumé

L'article présente le prototype de la première installation roumaine pour la coulée continue horizontale des semifabriqués en alliages non-ferreux, conçue, réalisée, et mise en service par l'Institut technologique pour procédés à chaud de Bucarest. On présente un schéma de l'installation, ses caractéristiques techniques générales, le material et la méthode de recherche, appliqués pendant les expérimentations, les résultats obtenus, ainsi que certains aspects théoriques reliés aux particularités de solidification des alliages réalisés par la coulée continue horizontale.

BIBLIOGRAFIE

Salaghin, O.A., Sladkosteev, V.T., Vartazarov, M.A. : Turnarea continuă orizontală a metalelor şi aliajelor neferoase. In : Metalurghia, Moskva, 1974.

Zusammenfassung

Es wird das Prototyp der ersten rumänischen waagerechten Stranggiessanlage für Halbfabrikate aus NE—Legierungen, die vom Technologischen Forschungs-und Entwurfsinstitut für Warmbearbeitung (ICPTSC) Bukarest entworfen, ausgeführt und in Betrieb gesetzt wurde, beschrieben. Ebenfalls ist das Schema der Anlage, die technischen Hauptkennzeichen, das im Versuchsstadium angewendete Material und Forschungsmethode als auch erhaltenen Ergebnisse dargestellt, zusammen mit den theorectischen Aspekten der Erstarrungseigenheiten der waagerecht stranggegossenen Legierungen.

Резюме

В работе представлен прототип первой румынской установки непрерывной горизонтальной разливки заготовок из цветных сплавов; установка разработана, изготовлена и пущена в действие Исследовательским и проектным институтом по технологии горячих цехов из Бухареста. Также представлены схема установки, её общие технические характеристики, материал и метод, применяемые при исследовании и полученные результаты. В работе представлены и теоретические вопросы относительно своеобразия затвердевания непрерывно-горизонтальнолитых сплавов.

CZ ; 621.74.042 ;621.827.174 ;669.13 ;620.191.004.62 ;621.91

Obţinerea prin turnare centrifugală a bucşelor din fontă, rezistente la uzură şi coroziune, care se prelucrează prin aşchiere

Ing. Lucian **NOR**; ing. Elena **AXINTE** – ICPTSC – Bucureşti

Alegerea materialelor destinate fabricării unor piese cu proprietăţi mecanice corespunzătoare funcţionalităţii lor este determinată în primul rînd de solicitările la care sînt supuse. Un material se consideră bine ales într-un caz particular dat numai atunci cînd toţi factorii sînt corelaţi astfel, încît să se obţină piese care să corespundă în cel mai înalt grad cerinţelor de calitate, la un preţ de cost redus, avînd în vedere şi echipamentul tehnologic de care se dispune. Materialele turnate rezistente la uzură abrazivă se pot clasifica în ordinea descrescîndă a rezistenţei la uzură în nouă tipuri [1] (tabelul 1).

Fontele cu conţinut înalt de crom sînt caracterizate prin structura lor de carburi primare şi secundare (de tipul M_7C_3), înconjurate de o matrice de martensită sau austenită. Ele sînt cunoscute printr-o înaltă rezistenţă la eroziune, şi se folosesc la pompele pentru barbotine de nisip. În general aceste fonte au tenacitate şi rezistenţă la abraziune mai bună decît a fontelor albe de tipul 2 şi 3 din tabelul 1. Deşi surprinzător, se constată totuşi că fontele cu conţinut înalt de crom pot fi utilizate cu succes în unele aplicaţii unde intervin eforturi şi şocuri ridicate, domeniu rezervat cîndva numai calităţilor de oţeluri tenace şi rezistente la abraziune. În tabelul 2 sînt prezentate o serie de aliaje din familia fontelor cu conţinut înalt de crom. Aceste fonte se comportă favorabil la tratamentele termice. Cea mai mare parte din ele pot fi recoapte pentru uzinare, apoi durificate la o structură martensitică obţinută printr-o reaustenitizare urmată de o călire în aer liber, ulei sau baie de săruri topite. Dacă se aplică un tratament termic similar fontelor de tipul 2 şi 3 din tabelul 1, carburile din structura lor tind să se descompună pentru a da un grafit a cărui prezenţă este dăunătoare. Fontele din tabelul 2 sînt clasate în ordinea descrescîndă a rezistenţei la abraziune, dar în alegerea lor trebuie luate în considerare prețul de cost și influența secțiunii sau formei piesei turnate.

Tabelul 1

Tipuri generale de aliaje de fier rezistente la uzură abrazivă

Tipul	Descrierea	
1.	Fonte albe cu conținut înalt de crom	(8 – 32 %)
2.	Fonte albe martensitice mijlociu aliate	
3.	Fonte albe perlitice	
4.	Oțeluri martensitice cu conținut de carbon înalt și mijlociu	
5.	Oțeluri martensitice cu mangan, slab aliate	
6.	Oțeluri dure perlitice slab aliate	(0,4–1,3 %C)
7.	Oțeluri austenitice cu mangan	
8.	Oțeluri slab aliate de înaltă rezistență	(0,2–0,4 %C)
9.	Oțeluri nealiate	

Tabelul 2

Fonte înalt aliate cu crom

Tipul fontei	Compoziția chimică %						Tratament termic
	C	Mn	Si	Cr	8o	Ni	
15–3	2,4–3,6	0,7	0,6	15	3	–	Călire aer + revenire
15–2–1	3,4	0,7	0,6	15	2	1	Călire aer + revenire
20–2	3,0	0,7	0,6	20	1,5	0,5	Călire ulei revenire
12Cr–Mo	3,2	0,7	0,6	12	0,5	–	Călire aer revenire
25–32Cr	2,3–3,0	1,0	1,0	27	0,5	–	Călire aer revenire
8Cr–6Ni	3,3	0,6	1,5	8	–	6,0	Călire aer revenire
10–15Cr	1,2–2,5	1,5	0,6	12	–	–	Călire aer revenire

Fontele cu 25.....32 % Cr sînt produse pentru o mare gamă de piese rezistente la abraziune, larg utilizate în pompele de nisip, în utilajele pentru industria chimică și o mare varietate de aplicații diverse. În special fontele cu 27 % Cr oferă o excelentă combinație de tenacitate cu rezistență la abraziune la un preț convenabil. Datorită refractarității lor ridicate fontele înalt aliate cu crom pot fi folosite ca piese pentru pompe centrifuge care funcționează cu lichide la presiuni mari la cald, în atmosfera gazelor de ardere. Se folosesc totodată la fabricarea conductelor pentru transportul acizilor oxidanți în special acid azotic și sulfuric. Fontele cu crom cu conținut scăzut de carbon sînt recomandate pentru confecționarea cutiilor de recoacere pentru maleabilizare, a creuzetelor de topire pentru plumb și aluminiu, a lanțurilor de transportoare și a altor piese supuse coroziunii la temperatură înaltă [2,3].

În această lucrare s-a urmărit obținerea prin turnare centrifugală a bucșei camerei spirale și a bucșei axului pompei scufundate tip KSB 400 m^3/h, care lucrează în acid sulfuric concentrat la temperatura de 100°C. Condițiile impuse acestor bucșe au fost rezistența la uzură obținută printr-o duritate de peste 500 HB, rezistența la coroziune în acid sulfuric precum și posibilitatea prelucrării acestor bucșe pentru obținerea canalelor de ungere, cît și o compactitate ridicată. Materialul care să corespundă acestor condiții și să aibă un preț de cost relativ scăzut este fonta înalt aliată cu crom 25–32 %Cr. Această fontă are o bună rezistență chimică în acizi oxidanți datorită peliculei de Cr_2O_3, și rezistență la uzură datorită carburilor de crom distribuite după tratamentul termic într-o masă martensitică; după turnare sînt prelucrabile prin așchiere și au un preț de cost relativ scăzut datorită costului redus al FeCr (de patru-cinci ori mai mic decît al FeMo, FeV, FeW). Forma bucșelor este prezentată în figurile 1 și 2. Pentru turnarea acestor bucșe s-a elaborat într-un cuptor cu inducție de 75 kg capacitate de tip ICPTSC, șarje de fontă cu compoziție chimică conform tabelului 3.

S-au făcut șarje mici de cîte 50 kg, întrucît s-a turnat folosind o singură mașină de turnare centrifugală, iar o cantitate mai mare de fontă ar duce la necesitatea menținerii fontei un timp îndelungat pînă ce se face turnarea a cîte o bucșă. Menținînd fonta un timp îndelungat, se ard elementele de aliere, schimbîndu-se astfel compoziția chimică.

Dintr-o șarjă s-au turnat zece bucșe conform figurii 1 sau șase bucșe conform figurii 2. Ca încărcătura s-a folosit fontă Vlăhița, fier vechi, FeCr, nichel, FeMo și FeMn. Turnarea s-a făcut folosind o mașină de turnat centifugal cu ax orizontal cu o turație de 900 rot/min. Cochilele de fontă în care s-a făcut turnarea bucșelor au fost protejate cu vopsea refractară Koron 201 care a rezistat la opt-zece turnări sau cu vopsea pe bază de grafit și apă care rezistă numai la o singură turnare. Înainte de turnare cochila s-a încălzit la 300°C. Temperatura fontei înainte de turnare a fost de 1450 – 1500°C, deoarece la temperaturi mai scăzute apare defectul de înfășurare datorită peliculei de oxid de crom care se formează la suprafața metalului lichid, iar la temperaturi mai ridicate apare pericolul lipirii bucșei turnate de cochilă. Bucșele turnate au fost prelucrate prin așchiere, la dimensiuni apropiate de cele prezentate în figurile 1 și 2, lăsîndu-se numai un adaos de prelucrare prin rectificare. După prelucrare bucșele se tratează termic.

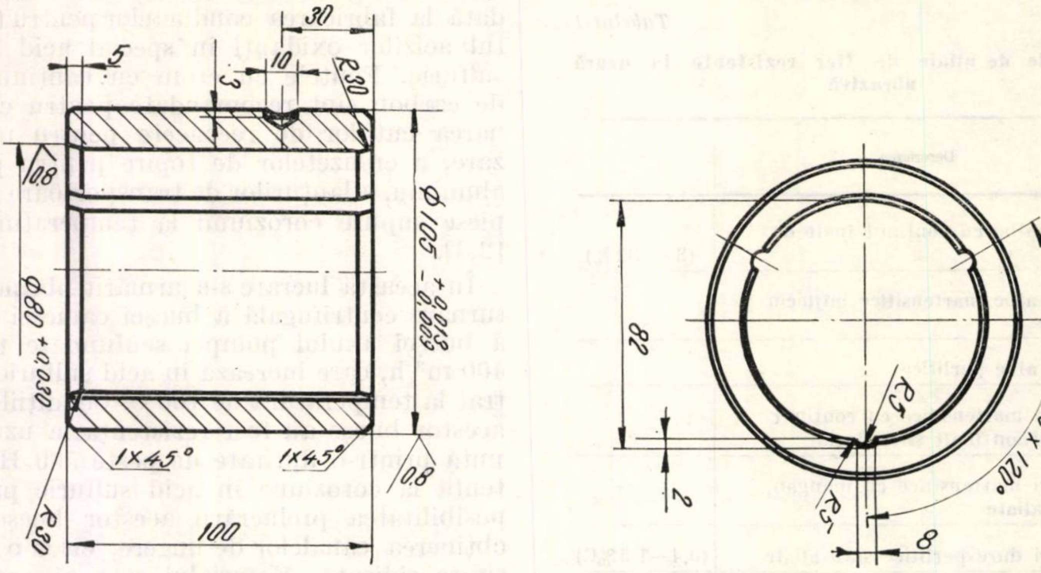


Fig. 1 – Bucșa camerei spirale – pompa scufundată KSB 400 m³/h.

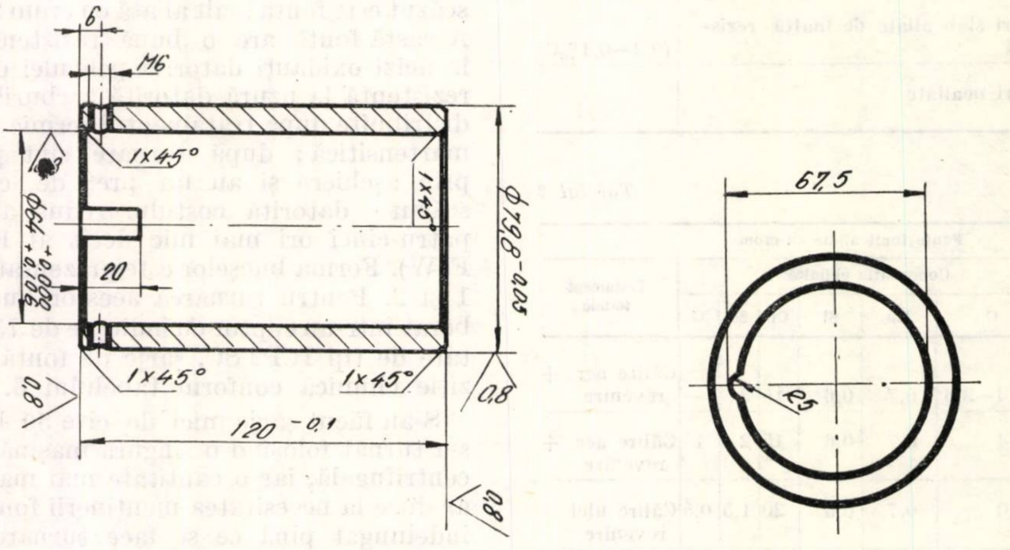


Fig. 2 – Bucșa axului – pompa scufundată KSB 400 m³/h.

Tabelul 3

Șarja	Compoziția (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Cu
20	2,0	1,45	0,55	0,11	0,034	29,4	0,36	0,62	1,36
21	2,02	1,45	0,56	0,11	0,036	27,3	1,2	0,80	1,25
22	1,70	0,80	0,40	0,10	0,01	31,1	1,33	0,86	1,18

Pentru stabilirea tratamentului termic s-au făcut mai multe încercări, pentru a se obține după tratament duritatea de peste 500 HB impusă de condițiile de lucru ale bucșelor.

Tratamentul termic adecvat constă în încălzirea pieselor odată cu cuptorul pînă la 975°C și în menținere timp de trei ore la această temperatură, după care se face o călire în jet de aer. După călire se face o revenire la 300°C timp de o oră și jumătate. Aplicînd acest tratament, duritatea bucșelor a crescut de la 350 pînă la 370 HB cît aveau în stare turnată, la 520–540 HB după călire și revenire conform tabelului 4. S-au încercat și alte medii de răcire dar ori nu s-au obținut duritățile cerute ori bucșele au crăpat. Structura acestei fonte în stare brută turnată este prezentată în figura 3. Microstructura constă din ferită și carburi de crom.

Tabelul 4

Şarja	Duritate HB		
	după turnare	după călire	după revenire
20	345	555	520
21	383	563	530
22	363	550	510

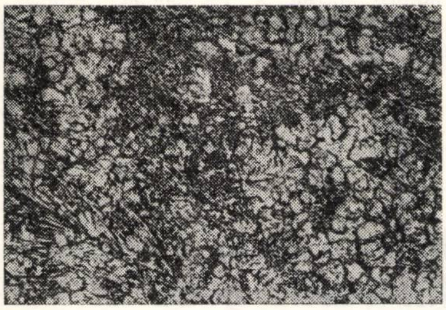


Fig. 3 — Fontă aliată, structură brut turnată (mărirea 100;1)

După tratamentul termic microstructura constă din martensită şi carburi de crom conform figurii 4.

Această structură martensitică cu carburi de crom conferă fontei durităţi de peste 500HB, iar datorită conţinutului ridicat de crom de circa 30 %, se îndeplineşte şi condiţia de rezistenţă la coroziune în acizi oxidanţi. Bucşele obţinute în modul de mai sus au o durată de viaţă de circa trei mii de ore, durată comparabilă cu durata de viaţă a bucşelor din import.

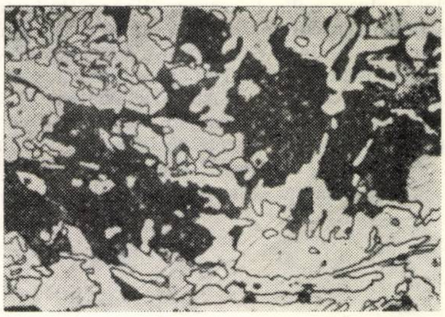


Fig. 4 — Fontă aliată, după tratament termic (structură) (mărire ; 1000 ; 1).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Norman, T. E.*— La fonderie belge, 39, nr. 3 martie 1969.

[2] *Ştefănescu, D.M.* — Fonte speciale, p. 128 — 130.

[3] *Sofronie, L.* — Tehnologia elaborării şi turnării aliajelor. În: ,,Fonte" p. 203 — 204.

Summary

Many wear resistant parts, utilized for sand pumps, chemical equipment and others are produced from high alloy iron (Cr 25 — 32 %). Especially the iron with Cr content of 27 % offers an excellent combination of toughness and wear resistance at a reasonable price. The work describes the achievement by centrifugal casting of the volute chamber sleeve and the shaft sleeve of submerged pump KSB-type of 400 mc/h which operates in concentrated sulphuric acid at a temperature of 100°C. The imposed conditions for these sleeves have been wear resistance, corrosion resistance in sulphuric acid the cutting workability. The material which met these conditions has been iron with 2 % C and 27—30 % Cr. A hardness of 340—370 HB has been obtained after casting, and over 500 HB after quenching and tempering. The structure after heat treatment was martensite and carbides.Centrifugally cast, heat treated sleeves had a life of about 3,000 hours, length comparable to imported sleeves.

Résumé

Les fontes hautement alliées au chrome (25—32 % Cr) sont produites pour une gamme étendue de pièces résistantes à l'abrasion, employées sur une grande échelle pour les pompes à sable, les outillages de l'industrie chimique et une grande variété d'autres applications. Les fontes à teneur en chrome de 27 % offrent une excellente combinaison de ténacité, de résistance à l'abrasion et un prix très convenable. Cet article se rapporte à la réalisation par coulée centrifugale des bagues de la chambre en spirale et des bagues de l'arc de la pompe

Zusammenfassung

Die hochlegierten Gusseisen mit 25 — 32 % Cr werden für einen grossen Bereich von abriebfesten Bestandteilen hergettellt mit weiter Anwndung bei Sandpumpen, bei Ausrüstungen für chemische Industrie und andere verschiedene Gebrete. Insbesondere bieten die Gusseisen mit 27 % Cr eine ausgezeichnete Kombination von Zähigkeit und Abriebfestigkeit, bei einem gunstigen Preis. Vorliegende Arbeit befasst sich mit der Schleuderguss-fertigung der Spiralkammerbüchse und der Wellenbüchse der Tauchpumpe Typ KSB 400 m³/h, welche mit konzentrierter Schwefelsäure bei 100°C arbeitet. Diese Büchsen mussten den Bedingungen für Verschleissfestigkeit, Korrosionsfestigkeit in Schwefelsaure und spanabhebende Bearbeitung entsprechen. Das Gusseisen mit 2 % C und 27—30 % Cr war der Werkstoff welcher diesen Bedingungen entsprach. Nach dem Giessen wurden Härtewerte von 340 — 370 HB, und nach der Härte- und Anlasswärmebehandlung Werte über 500 HB, erhalten. Nach der Behandlung bestand das Gusseisengefüge aus Martensit und Kohlenstoffe. Die durch Schleuderguss und Wärmebehandlung hergestellten Büchsen hatten eine Betriebsdauer von ca 3000 Stunden, Dauer welche mit derjenigen der Importbüchsen verglichen werden kann.

Резюме

Высоколегированные чугуны с 25—32% Cr используются при изготовлении широкой номенклатуры абразиеустойчивых отливок, широко используемых для насосов сбрасывания песка, для других установок химической промышленности и т.д. Из чугуна с 27% Cr изготовляются отливки оптимальной вязкости и абразиеустойчивости с соответствующей ценой. В работе представлено изготовление способом центробежного литья

immergée du type KSB 400 m^2/h travaillant dans de l'acide sulfurique concentré à la température de 100°C. Ces bagues devait remplir certaines conditions, à savoir : résistance à l'usure, résistance à la corrosion en acide sulfurique et de grandes possibilités d'usinage par enlevement des copeaux. Le matériel le plus proche de ces conditions a été justement la fonte à la teneur en chrome de 27 à 30 % et en carbone de 2 %. Les duretés de 340—370 HB ont été obtenues après la coulée et celles de plus de 500 HB après le traitement thermique de trempe et de revenu. Après le traitement, la fonte presentait une structure formée de martensite et de carbures. La durée de vie des bagues réalisées par la coulée centrifugale, soumises au traitement thermique, a été d'environ 3000 heures, durée comparable à celle des bagues d'importation.

втулок цилиндрической камеры и оси погруженного насоса типа KSB 400 $м^3$/ч с рабочим режимом в концентрированной серной кислоте при температуре 100°С. Требования к этим втулкам следующие: износостойкость, коррозиеустойчивость в серной кислоте и возможность обработки резанием. Этим требованиям отвечает чугун с 2%С и 27—30% Cr. После разливки были достигнуты твердость в 340—370 НВ, а после термообработки закалки и отпуска — твердости свыше 500 НВ. После термообработки структура чугуна состояла из мартенсита и карбидов. Втулки, изготовленные способом центробежного литья и термообработанные, имеют долговечность приблизительного 3000 часов, подобно импортным втулкам.

◆

CZ ;621.74 ;621.827.174

Încercări experimentale pentru obținerea prin turnare a bucșelor mari (⌀100—250 mm) din stelit grad 6

Ing. Vasile **COJOCARU** ; ing. Constantin **EPURESCU** ; ing. George **ARTIMON** — ICPTSC – București

În construcția centralelor electrice care utilizează presiuni înalte, a unor instalații metalurgice, și de relativ puțin timp în construcția motoarelor cu reacție, se utilizează adesea aliaje dure înalt aliate, caracterizate printr-o mare rezistență la uzură, la coroziune și la eroziune și care să posede calități mecanice și chimice deosebite. Toate aceste proprietăți sînt întrunite de steliți, aliaje de tip Co-Cr-W cu un conținut de 1 — 3 % C. Acest gen de materiale metalice posedă și o stabilitate structurală considerabilă. Compoziția chimică a aliajelor de tip stelit cel mai des utilizate este indicată în tabelul 1.

Tabelul 1

Nr. crt.	Tipul de stelit	Compoziția chimică, %			
		C	Co	Cr	W
1	Grad 1	2,5	50,0	33,0	13,0
2	Grad 4	1,0	53,0	31,0	14,0
3	Grad 6	1,0	66,0	26,0	5,0
4	Grad 7	0,4	66,0	26,0	6,0
5	Grad 12	1,8	59,0	29,0	9,0

Principalele utilizări ale steliților au derivat din rezistența lor la uzură și coroziune precum și din duritatea la temperaturi ridicate. Datorită unor cereri mari de astfel de materiale au fost necesare o serie de încercări și cercetări pentru stabilirea acestor proprietăți.

În tabelul 2 sînt indicate rezultatele și încercările mecanice ale aliajelor stelit la temperatura mediului ambiant [1], iar în figurile 1 și 2, curbele rezistenței la tracțiune și compresiune în funcție de deformație.

Tabelul 2

Aliaj stelit	Rez. la rupere la tracțiune, $R_m(\sigma_r)$ [N/mm²]	Limita de curgere convențională (tehnică) $R_{02}(\sigma_{02})$ [N/mm²]	Limita de prop. convențională (tehnică) [N/mm²]	Alungirea specifică [%]	Gîtuire specifică [%]	Modul de elasticitate (la tracțiune) [×10³ N/mm²]	Duritatea [HRC]	Limita de curgere convențională (tehnică) la compresiune [N/mm²]		Modul de elasticitate (la compresiune) [×10³ N/mm²]
								0,1 %	0,5 %	
Grad 1	—	—	—	—	—	250	610/624	521	973	240
Grad 4	850	621	236	0,77	—	270	499/514	720	1275	264
Grad 6	864	536	292	1,0	—	230	411/413	518	885	225
Grad 7	744	478	200	5,2	6,2	220	345/365	495	610	215
Grad 12	817	653	261	0,75	—	—	514/527	522	932	259

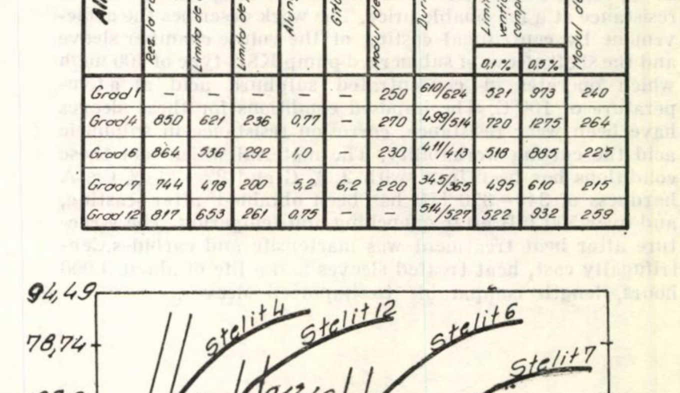


Fig. 1 — Curbele tipice de tensiune — deformație (tracțiune) pentru aliaje stelit, în stare brută de turnare în amestec de formare.

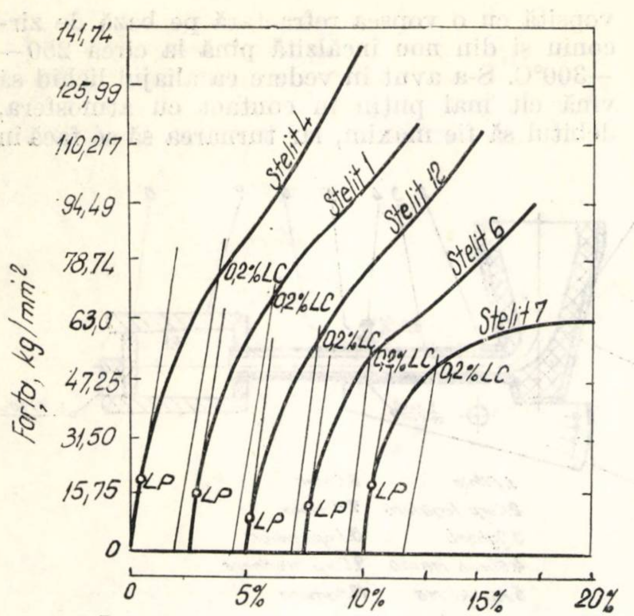


Fig. 2. – Curbele tipice de tensiune – deformaţie (compresiune) pentru aliaje stelit în stare brută de turnare în amestec de formare.

În figura 3 se prezintă microstructura stelitului grad 6. Se observă că acesta prezintă o structură dendritică din soluţie solidă bogată în cobalt cu un constituent din carburi eutectice complexe de wolfram şi crom (de culoare închisă). Dar caracteristica cea mai valoroasă a aliajelor pe bază de cobalt rezistente la uzură este duritatea lor la temperaturi înalte, şi ele sînt singurele aliaje turnate care îşi menţin rezistenţa la abraziune peste 540 – 650°C. În figura 4 este indicată variaţia durităţii în funcţie de temperatură a mai multor aliaje Co-Cr-W, după Schmidt. Aliajul V reprezintă stelitul grad 6.

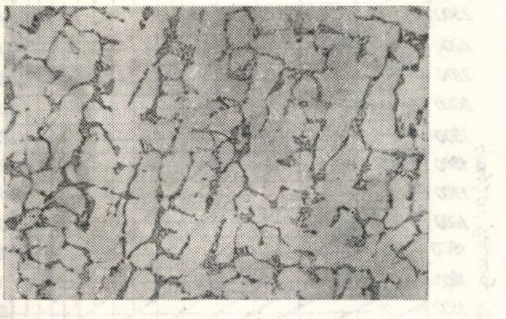


Fig. 3 – Microstructură stelit grad 6, turnat în amestec de turnare

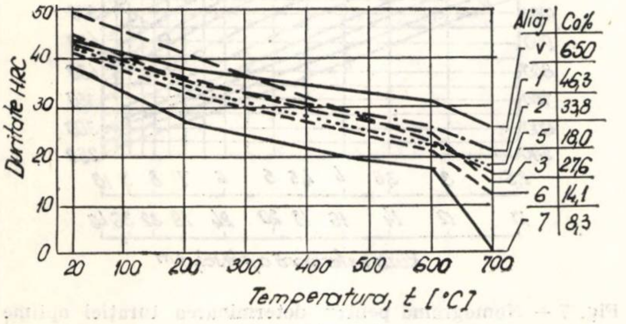


Fig. 4 – Variaţia durităţii în funcţie de temperatură.

Această lucrare se referă la experimentările efectuate în staţia pilot a ICPTSC, în vederea stabilirii tehnologiei optime de elaborare a stelitului grad 6 şi turnării bucşelor cu diametrul interior mai mare de 100 mm.

1. Elaborarea aliajului stelit grad 6

Prin documentaţia tehnică s-a impus obţinerea unor bucşe din stelit grad 6 cu diametrul cuprins între 100 şi 250 mm, cu condiţii obligatorii de duritate la rece (42 – 47 HRC). Compoziţia chimică impusă de documentaţie este cea dată în tabelul 3.

Tabelul 3

Denumirea materialului.	Compoziţia chimică, %						Duritate HRC
	C	Co	Cr	W	Si	Fe	
Stelit grad 6	1-1,3	62-66	26-28	4-6	max 1,5	max 3,0	42-47

2. Materii prime pentru elaborare

a) Cobalt pur cu un conţinut de minimum 99 % Co.
b) Crom metalic cu un conţinut de minimum 98 % Cr.
c) Wolfram pur sub formă de pudră.
d) Grafit de electrod, în bucăţi mai mici de 10 mm.
e) Siliciu metalic cu un conţinut de minimum 98 % Si.

În calculul şarjelor s-au luat în considerare următoarele arderi ale elementelor :

a. 5 % pentru crom ;
b. 7 % pentru wolfram ;
c. cobaltul calculat la limita superioară ;
d. carbonul cu asimilare de 84–86 %.

Elaborarea s-a făcut într-un cuptor cu inducţie cu capacitatea de 50 kg şi frecvenţa de 2000 Hz. S-au elaborat un număr de opt şarje de cîte 50 kg aliaj lichid. Metoda de lucru a constat în formarea – turnarea prin mai multe procedee a unei tipodimensiuni de bucşe, stabilindu-se ca definitiv procedeul de turnare centrifugală prin care s-au obţinut cele mai bune rezultate privind :

- condiţiile de duritate ;
- aspectul suprafeţei piesei turnate ;
- lipsa defectelor de turnare ;
- lipsa porozităţilor (ce apar la prelucrarea mecanică) ;
- aspectul economic.

3. Experimentări efectuate pentru stabilirea tehnologiei de turnare

S-a avut în vedere turnarea în forme din amestec obişnuit de formare şi miezuire, din coji din nisip peliculizat şi centrifugal. A fost exclusă din preocupări tehnologia de turnare de precizie cu modele uşor fuzibile, deoarece experienţa practică a demonstrat că această tehnologie nu dă rezultate satisfăcătoare în cazul bucşelor de dimensiuni mari şi cu pereţi groşi.

a. Turnarea statică în amestec obişnuit

Au fost confecţionate modele şi cutii de miez din lemn, lucru justificat şi de numărul redus de astfel de piese. Formele s-au executat manual dintr-un amestec de formare a cărui reţetă este indicată mai jos:

— nisip cuarţos	46 %;
— nisip refolosit	50 %;
— dextrină	1,5 %;
caolină	2,5 %.

Pentru miezuri s-a utilizat reţeta:

nisip cuarţos	100 %;
— ulei de in	2,5 %;
— leşie sulfitică	3,5 %.

Turnarea s-a executat în forme uscate şi vopsite cu o vopsea refractară pe bază de făină de zirconiu. Un lot de nouă bucşe s-au turnat cu o alimentare prin sifon, iar un alt lot de nouă cu alimentare în trepte, pentru a asigura o diferenţă cît mai mică de temperatură între diferitele zone ale piesei.

b. Turnarea statică în forme coji

Paralel cu încercările de turnare în amestec obişnuit s-au făcut experimentări privind turnarea în forme confecţionate din nisip peliculizat. Pentru aceasta au fost proiectate şi confecţionate cochile pentru executarea formelor şi a miezurilor. În figura 5 este arătată o semiformă şi miez din nisip peliculizat pentru una din bucşe. Şi la această variantă de turnare s-a modificat pe parcursul experimentărilor reţeaua de turnare, în acelaşi sens cu cele arătate la subpunctul a.

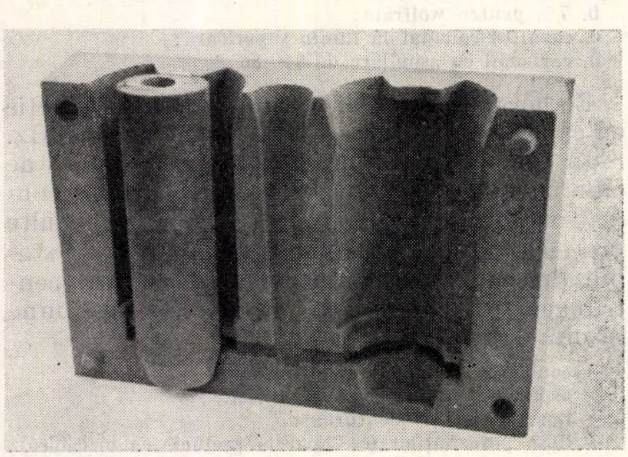


Fig. 5 — Semiformă şi miez din nisip peliculizat.

c. Turnarea centrifugală

Pentru turnare s-a folosit maşina de turnare centrifugală aflată în staţia pilot a ICPTSC,pe care s-a montat o formă metalică confecţionată din Fc 25. Înaintea turnării forma metalică a fost încălzită la temperatura de 120°C, apoi vopsită cu o vopsea refractară pe bază de zirconiu şi din nou încălzită pînă la circa 250—300°C. S-a avut în vedere ca aliajul lichid să vină cît mai puţin în contact cu atmosfera, debitul să fie maxim, iar turnarea să se facă în cît mai scurt timp posibil. Pentru aceasta s-a proiectat şi executat pîlnia din figura 6.

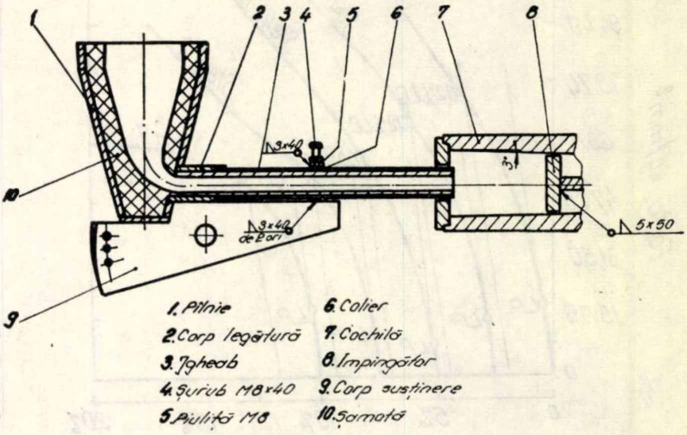


Fig. 6 — Pîlnie de turnare centrifugală.

Determinarea turaţiei optime a formei s-a făcut cu un variator de turaţie, ţinînd seama de nomograma din figura 7.

4. Rezultatele obţinute şi discuţia lor

În toate cazurile de turnare statică piesele turnate au asigurat duritatea impusă, însă au

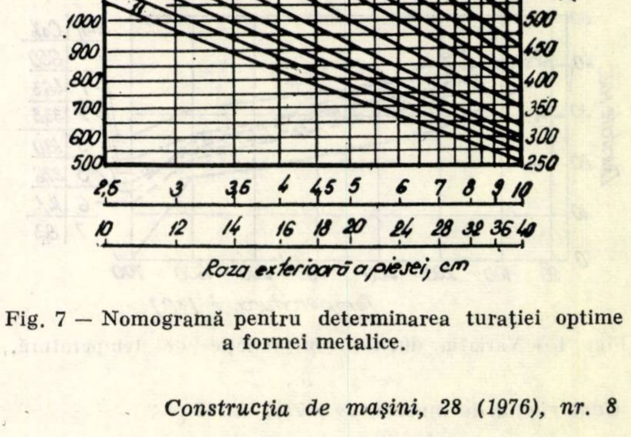


Fig. 7 — Nomogramă pentru determinarea turaţiei optime a formei metalice.

avut defecte atît de suprafaţă cît şi ascunse (fisuri, retasuri, incluziuni nemetalice, segregaţii etc), lucru confirmat la examinarea cu raze X. Toate piesele alimentate prin sifon au prezentat fisuri la interior, în treimea mijlocie. De asemenea, la spargerea sau secţionarea pieselor turnate au apărut micro şi macroretasuri în treimea mijlocie şi superioară (sub maselotă). La alimentarea în trepte piesele au avut aceleaşi defecte, mai concentrate în zonele de alimentare. Se specifică faptul că în toate cazurile turnării statice au apărut rarefieri de material, puse în evidenţă prin control cu raze X. În cazul turnării centrifugale defectele amintite au fost excluse.

Condiţiile de solidificare şi răcire a pieselor sînt favorabile obţinerii unor structuri compacte şi omogene. Solidificarea piesei se produce rapid, acest lucru făcînd ca segregările să fie minime, iar dacă apar totuşi, există posibilitatea să fie concentrate în stratul interior, de unde sînt eliminate prin prelucrare mecanică ulterioară. Se specifică faptul că s-au obţinut în toate cazurile durităţile impuse de documentaţie şi în limita celor indicate de literatura de specialitate. De asemenea, microstructura a fost corespunzătoare. În figura 8 se prezintă spre exemplificare microstructura pe o probă prelevată dintr-o bucşă turnată centrifugal, şi se poate uşor observa că este similară cu cea indicată în literatură (fig. 3).

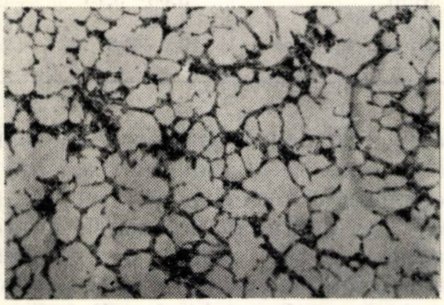


Fig. 8 — Microstructură stelit grad 6 turnat centrifugal (mărire 100 :1).

5. Concluzii

Experimentările efectuate pentru stabilirea tehnologie optime de turnare a bucşelor din stelit grad 6, de dimensiuni mari, au demonstrat că procedeul obţinerii prin turnare centrifugală asigură piese de calitate corespunzătoare (fără defecte şi înscrise în limitele de duritate impuse). Pe această bază s-au elaborat instrucţiuni tehnologice de lucru şi s-a trecut la obţinerea de astfel de piese în staţia pilot a ICPTSC — Bucureşti.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Griffiths, H., ş.a.*-The Mechanical—Properties of Cast Stellite Cobalt Baze Alloys, The British Journal of Metals, iulie 1963.

[2] *Ştefănescu, Cl., ş.a.*-Indreptar pentru turnătorii, editura tehnică, Bucureşti 1972.

[3] * * * Lucrare ICPTSC — Simbol 390, 1975.

[4] * * * Lucrare ICPTCM — Simbol O.E.B., 1971.

Summary

The article describes the experiments carried out in the pilot station of the Technological Institute for Hot Processes Bucharest with a view to establish grade 6 stelite melting technology and casting liners with the internal diameter exceeding 100 mm. After attempt to obtain the liners using conventional casting in moulding sand and in shell moulds, centrifugal casting has been used. Analysis of results has established that centrifugal casting was the optimal method, which has provided failureless parts of suitable quality, hardness values inside prescribed limits.

Résumé

On présente les expérimentations effectuées dans la station — pilote de l'Institut technologique pour procédés à chaud de Bucarest, pour la détermination de la technologie d'élaboration du stellite 6 et de coulée des bagues à plus de 100 mm de diamètre interieur. Après plusieurs essais pour la réalisation des bagues suivant le procédé de coulée statique en coques et coulée statique en sable ordinaire, l'on est passé à la coulée centrifugale. De l'analyse des résultats obtenus, il en résulte que la méthode de coulée centrifugale est la meilleure, pouvant assurer des pièces de qualité, exemptes de défauts et ayant des valeurs de dureté qui ne dépassent pas les limites imposées.

Zusammenfassung

Es werden die in der Versuchsstation des Forschungs-institutes für Warmbearbeitung Bukarest durchgeführten Versuche zur Festlegung der Ausarbeitungstechnologie des Stelit Grad 6 und des Büchsengiessen, deren Innendurchmesser 100 mm überschreitet, vorgeführt. Nach den Versuchen zur Herstellung der Büchsen mittels statischen Giessmethoden in gewöhnlicher Formmasse und statischen Giessen in Formschalen, wurde zur Schleudergussmethode übergegangen. Nach dem Überarbeiten der erhaltenen Ergebnissen wurde die Schleudergussmethode als optimal festgelegt, da qualitäts — entsprechende fehlerfreie Gusstücke, mit Härtewerten im Rahmen des vorgeschriebenen Bereiches, erhalten wurden.

Резюме

В работе представлены эксперименты, выполненные на опытной станции Исследовательского и проектного института по технологии горячих цехов из Бухареста, для установления технологии получения стеллита 6-ого градуса и литья втулок, внутренний диаметр которых превышает 100 мм. Провелись испытания по изготовлению втулок способом статистического литья при обычной смеси и в формы — оболочковые; потом применили способ центробежного литья. Метод центробежного литья, согласно полученным результатам, оказался оптимальным; этим методом были изготовлены отливки соответствующего качества, без недостатков и со значениями твердости в установленных пределах.

CZ; 621.365.5

Căptuşeli refractare pentru cuptoarele cu inducţie destinate topirii aluminiului, a cuprului şi a aliajelor

Ing. Mircea **MARINCESCU**; ing. Vavila **PETRESCU** — ICPTSC – Bucureşti

În ultimii ani topirea aliajelor neferoase în cuptoare cu inducţie s-a dezvoltat foarte mult datorită avantajelor tehnico-economice pe care le prezintă. Comportarea în exploatare a cuptoarelor cu inducţie este determinată în mare măsură de calitatea materialelor refractare.

O bună alegere a materialelor refractare conduce la satisfacerea cerinţelor în ceea ce priveşte:

- rezistenţă chimică la eroziunea metalului în timpul topirii;
- rezistenţă termică la diferitele solicitări;
- rezistenţă mecanică suficientă pentru a nu se deteriora la solicitările la care este supusă căptuşeala în timpul încărcării şi descărcării cuptorului şi a celorlalte operaţii din timpul topirii;
- stabilitate dimensională la diferitele solicitări termice pentru a fi evitate crăpăturile;
- stampare şi sinterizare uşoară;
- posibilitate uşoară de procurare;
- preţ de cost scăzut.

Se poate aprecia că o alegere corectă a materialelor refractare se poate face cunoscînd:

- compoziţia chimică;
- porozitatea şi greutatea specifică;
- granulaţia şi suprafaţa specifică.

Alegînd corect materialele, creuzetul trebuie realizat în cadrul unui proces tehnologic bine stabilit. În cele ce urmează vor fi prezentate detaliat aceste aspecte.

Compoziţia chimică

Materialele refractare sînt oxizii metalici care au diferite legături cristaline şi se află într-o anumită stare mineralogică. Tabelul 1 prezintă compoziţiile chimice ale unor materiale utilizate frecvent la căptuşirea creuzetelor cuptoarelor cu inducţie destinate topirii aliajelor neferoase, iar în tabelul 2 se prezintă proprietăţile fizice ale materialelor refractare.

Tabelul 2

Proprietăţile fizice ale materialelor refractare

Nr. crt.	Materialul	Densitatea Kgf/dm^3	Punctul de inmuiree °C.
1.	Cuarţită	2,65	1.660
2.	Silimanit	3,75	1.770
3.	Corindon	3,57	1.650
4.	Electrocorindon	3,95–4,02	1.650
5.	Bauxită	3,9	1.837
6.	Mulit	3,08–3,15	1.650
7.	Alumină	3,62	1.670
8.	Şamotă mulitică	2,6–2,8	1.580

În cele ce urmează sînt precizate condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească din punct de vedere chimic materialele refractare, pentru a putea fi utilizate la căptuşirea cuptoarelor cu inducaţie. Astfel, pentru a fi utilizată ca material refractar cuarţita trebuie să fie curată din punct de vedere chimic. Refractaritatea este determinată pe de o parte de conţinutul de SiO_2, iar pe de altă parte de conţinutul de impurităţi.

O influenţă deosebită asupra comportării la temperatură o are suma oxizilor de alcalii. Este stabilit faptul că la depăşirea valorii de 0,3 % a sumei de oxizi de alcalii refractaritatea cuarţitei scade brusc şi o face inutilizabilă la căptuşirea creuzetelor cuptoarelor cu inducţie. Felul în care acţionează oxizii de alcalii este precizat în diagrama de stare SiO_2-Na_2O din figura 1. După cum se vede din diagramă, oxizii de sodiu şi siliciu formează eutecticul $Na_2OSi_2 + SiO_2$ care este lichid la 793°C. O creştere a conţinutului de Na_2O în cuarţită conduce la creşterea cantităţii de eutectic şi de lichid. În mod practic s-a limitat conţinutul

Tabelul 1

Compoziţiile chimice ale unor materiale utilizate frecvent la căptuşirea cuptoarelor cu inducţie pentru aliajele neferoase

Nr. crt.	Materialul	Compoziţia chimică 1%									Bibliografie
		SiO_2	AhO_3	TiO_2	Fe_2O_3	MgO	CaO	K_2O	Na_2O	P.C	
1.	Cuarţită	97,5 –99	1,8	1	0,6	0,3	0,30	0,15	0,15	0,20	2,3,4,5
2.	Silimanit	30–40	52–65	1,33	0,8	0,3	0,30	0,30	0,10	0,30	2,5,6,7
3.	Corindon	7–10	91–100	1	1,75	0,44	0,15	0,24	0,10	0,30	2,6,7
4.	Electrocorindon	4,5	95–100	0,3	0,1	0,5	0,25	0,05	0,05	0,10	2,6,8
5.	Bauxită	9	85–97	3,40	1,8	0,5	0,10	0,10	0,05	0,10	2,7,8
6.	Mulit	20–26	69–76	1,06	3	0,3	0,30	0,32	0,32	0,40	2,3,9
7.	Alumină	0,8	95–99	1,5	0,3	—	2,70	0,05	0,05	0,10	2,9,10
8.	Şamotă mulitică	3–42	5–97	1	1,8	0,3	0,30	0,30	0,30	0,40	2,5

de oxizi alcalini la 0,3 %. Similar conținutul de Fe_2O_3 și FeO s-au limitat la 0,6 %, care acționează ca în diagrama de stare din figura 2. Oxizii de calciu și aluminiu coboară temperatura de sinterizare conform indicațiilor din figurile 3 și 4. Materialele aluminoase trebuie să îndeplinească condiții similare cuarțitei. Șamotele se obțin prin calcinarea argilelor refractare. Conținutul de Al_2O_3 al șamotelor refractare poate varia între 25 și 87 %, iar Fe_2O_3 maximum 1,5 %. Se indică conținutul de oxizi de alcalii sub 2,5 %. Șamotele pot fi îmbunătățite prin adaosuri de alumină, corindon, disten, mulit etc.

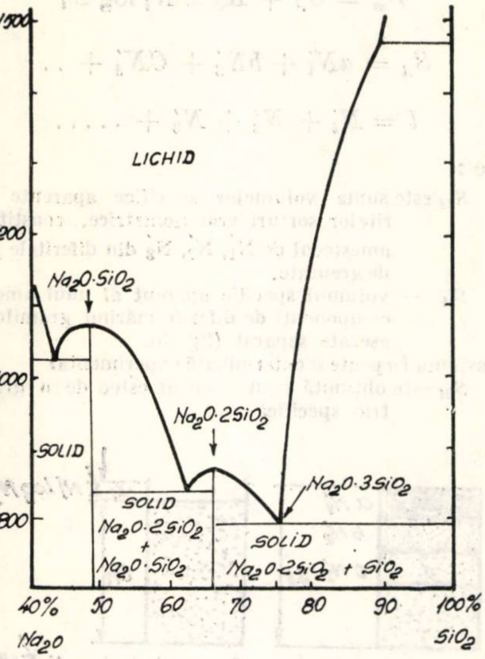


Fig. 1 — Diagrama de stare SiO_2-Na_20

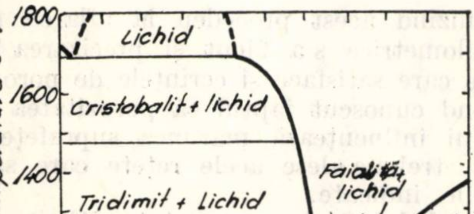


Fig. 2 — Diagrama de stare $Si0_2-Fe0$

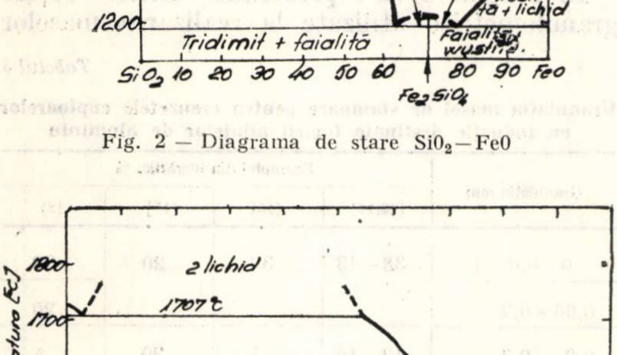


Fig. 3 — Diagrama de stare $Si0_2-Ca0$

Literatura indică utilizarea șamotelor mulitice [12]. După cum se vede din figura 4 mulitul este de fapt o combinație de forma $SiO_2 \cdot \cdot 2Al_2O_3$ avînd temperatura de topire cuprinsă între 1619 și 1880°C. O influență deosebită asupra acestor șamote o au conținuturile de Fe_2O_3, TiO_2, CaO, MnO și K_2O care trebuie să fie limitate.

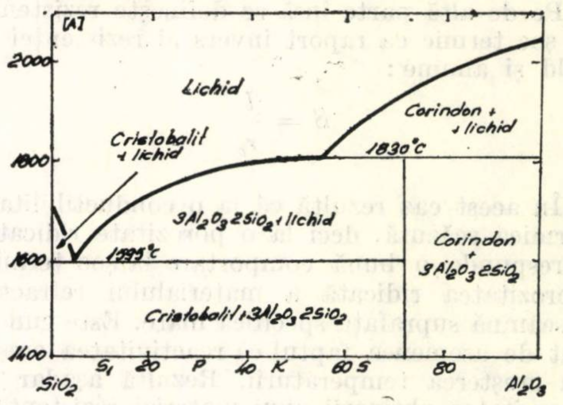


Fig. 4 — Diagrama de stare $Si0_2-Al20_3$

Fe_2O_3 nu trebuie să fie mai mare de 1,8 % deoarece acesta se poate reduce cu aluminiu sau cupru și poate coroda astfel căptușeala. Similar, oxizii de sodiu și potasiu dau combinații cu aluminiul sau cuprul la temperatură, și limitarea lor s-a făcut la maximum 0,6 %.

Porozitatea, greutatea specifică, granulația și suprafața specifică

Rezistența în exploatare a căptușelii refractare a creuzetelor cuptoarelor cu inducție este influențată în mod deosebit de porozitatea realizată la ștampare, care determină atît rezistența la acțiunea mecanică a metalului lichid sau a zgurii lichide cît și rezistența la șoc termic. Rezistența la cald a masei de ștampare este măsura directă a rezistenței la acțiunea mecanică a metalului topit sau a zgurii topite.

Rezistența la cald este exprimată cu ajutorul relației :

$$r_c = \frac{k \cdot l \cdot r}{a \cdot E}$$

unde : r_c este rezistența la cald ;
r — rezistența la rece ;
l — conductibilitatea termică ;
a — coeficientul de dilatare liniară ;
E — modulul de elasticitate ;
k — coeficientul de corecție.

La acelaşi material raportul dintre rezistenţa la rece (r) şi modulul de elasticitate (E) este aproximativ constant, iar coeficientul de dilatare liniară (a) este o caracteristică a materialului care nu poate fi schimbată. Conductibilitatea termică la acelaşi material poate fi mărită numai prin micşorarea porozităţii. De asemenea, la scăderea porozităţii corespunde o bună rezistenţă faţă de acţiunea mecanică a metalului topit sau a zgurii topite.

Pe de altă parte însă se defineşte rezistenţa la şoc termic ca raport invers al rezistenţei la cald şi anume:

$$S = \frac{l}{r_c}$$

În acest caz rezultă că la o conductibilitate termică scăzută, deci la o porozitate ridicată, corespunde o bună comportare la şoc termic. Porozitatea ridicată a materialului refractar înseamnă suprafaţa specifică mare. Este cunoscut de asemenea faptul că reactivitatea creşte cu creşterea temperaturii. Rezultă aşadar că necesitatea obţinerii unui material rezistent la şoc termic trebuie corelată cu cerinţa unei reactivităţi cît mai mici, aceste două cerinţe trebuind satisfăcute concomient. Creşterea porozităţii determină în final creşterea rezistenţei la şoc termic, iar scăderea ei duce la o bună comportare la solicitarea metalului topit sau a zgurii topite în funcţie de tipul cuptorului sau a topirii (regimul de lucru).

Ca măsură a porozităţii se utilizează relaţia:

$$P = \frac{d - g}{d} 100$$

unde:

P este porozitatea, %;
d — densitatea, gf/cm³;
g greutatea specifică gf/cm³.

Din relaţie se vede că porozitatea scade cu creşterea greutăţii specifce. Greutatea specifică este în strînsă interdependenţă cu amestecul granulometric utilizat la ştampare.

Problema delicată la alegerea unei mase de ştampare noi este cea a obţinerii granulaţiei optime. O metodă uşoară şi precisă pentru determinarea granulaţiei este indicată în lucrarea [17].

Pornind de la ideea că la un amestec de

$$N_1 N_2 N_3 N_4 \ldots\ldots\ldots N_n$$

componenţii se pot obţine prin permutare W combinaţii, unde:

$$W = \frac{N}{N'_1 \quad N'_2 \quad N_3^1 \ldots\ldots N'_M}$$

Aplicînd simplificarea Stirling se obţine:

$$\text{Log}\, W = N \log N - \Sigma N_i \log N_i$$

Volumul specific aparent al unui material este influenţat de operaţia de amestecare.

Autorul admite că modificarea volumului specific aparent al unui amestec este indicat în sistemul de ecuaţii următor:

$$S_m = S_A + K_S \, \Sigma \, N'_i \log N'_i$$

$$S_A = aN'_i + bN'_2 + CN'_3 + \ldots$$

$$l = N'_i + N'_2 + N'_3 + \ldots\ldots$$

unde:

S_M este suma volumelor specifice aparente a diferitelor sorturi granulometrice, constituită din amestecul de N'_1, N'_2, N'_3 din diferitele proporţii de greutate.
S_A — volumul specific aparent al unui amestec de componenţi de diferite mărimi granulometrice, aşezate separat (fig. 5).

Constanta kg poate fi determinată experimental

S_M este obţinută pentru un amestec de o granulometrie specifică.

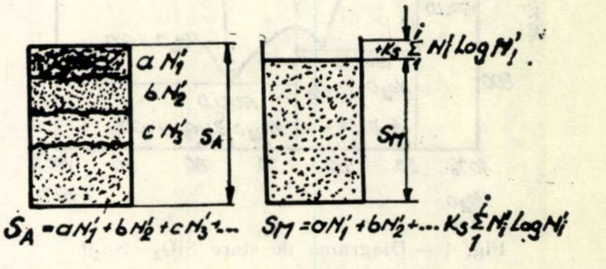

a N'1
b N'2
c N'3
SA
SM
+KS Σ N'i Log N'i .
SA = aN'1 + bN'2 + cN'3 ...
SM = aN'1 + bN'2 + ... KS Σ N'i Log N'i

Fig. 5 — Exemplificarea grafică a volumelor S_A şi S_M

Utilizînd acest procedeu la aflarea reţetei granulometrice s-a făcut şi precizarea acelei reţete care satisface şi cerinţele de porozitate.

Fiind cunoscut faptul că porozitatea materialului influenţează mărimea suprafeţei specifice, trebuie alese acele reţete care satisfac valorile indicate.

În tabelul 3 sînt prezentate diferite reţete granulometrice utilizate la realizarea maselor

Tabelul 3

Granulaţia masei de stampare pentru creuzetele cuptoarelor cu inducţie destinate topirii aliajelor de aluminiu

Granulaţia mm	Exemplul din lucrările, %			
	[12,14]	[15]	[16]	[2]
0—0,06	38—43	39	20	22
0,06—0,2				20
0,2 —0,3	10—15	5	20	5
0,3 —0,6		10		5
0,6 —1	5—10	9	20	5
1—1,5	20—25	9	20	11
1,5 —4	15—20	28	20	32
Porozitatea	18—20	18—20	—	18—20

de ştampare pentru creuzetele cuptoarelor cu inducţie destinate topirii aluminiului sau aliajelor lui, iar în tabelul 4 pentru cupru şi aliajele lui.

Calculînd suprafeţele specifice la reţetele prevăzute în tabelul 3, conform tabelului 5, din lucrarea [18], rezultă tabelul 6. Analizînd datele de mai sus, rezultă că greutatea specifică cuprinsă între 16000 şi 24000 cm²/100 g atît pentru aliaje pe bază de aluminiu cît şi pentru aliaje de cupru.

Tabelul 4

Granulaţia masei de ştampare pentru creuzetele cuptoarelor cu inducţie destinate topirii aliajelor de cupru

Granulaţia mm	Exemplul din lucrările, %				
	[5]	[15]	[19]	[20]	[21]
0–0,06	27,7	31	19,80	29,95	
0,06–0,10	4,5		4,50	5,35	59
0,10–0,16	8,3	17	4,60	10,60	
0,16–0,20	6	3	2,70		
0,20–0,30 0,30–0,40	13	6	7,70	3,70	
0,40–0,60	1,04		5,60	7,95	
0,60–1,00	15,80		11,30		
1,00–2,00	14,20	7	16,20	8,30	25
2,00–4,00	11	36	12,00 10,80	16,05 18,25	
4,00–5,00	–	–	3,80	0,85	16
5,00–7,00	–	–	1,00	–	–
Porozitatea %	21,8	22	21,8	23,67	–
Greutatea specifică, gf/cm³	2,07	–	2,07	2,013	–

Tabelul 5

Suprafaţa specifică pentru diferite valori de granulaţie la granule subangulare

Granulaţia, mm	Suprafaţa spec. cm²/g	Factorul de suprafaţă
0–0,053	759,95	900
0,053–0,06	549,09	600
0,06–0,1	384,28	400
0,1–0,2	271,71	270
0,2–0,3	191,97	190
0,3–0,4	135,72	130
0,5–0,5	97,05	90
0,5–0,6	68,10	60
0,6–1	47,80	40
1–2	28,56	24
2–4	14,15	12

Tabelul 6

Exemplu de calcul al suprafeţei specifice lagranulaţiile prezentate în tabelul 3, folosind indicaţiile tabelului 5.

Granulaţia, mm	Exemplul din lucrarea;			
	[2,3]	[4]	[5]	[6]
0–0,6	17658	–	9820	14319
0,06–0,2	21113	12753		6560
0,2 –0,3	1455	955	2910	955
0,3 –0,6	2182	1000		500
0,6 –1	240	420	960	240
1 –1,5	805	870	920	903
1,5 –3	1035	–	–	–
Suprafaţa, specifică, cm2/100 g	24810	15998	14610	23557

Experimentări privind realizarea unor mase de ştampare din materii prime indigene

A. Pentru creuzetele destinate topirii aluminiului sau aliajelor lui

Pornind de la faptul că masa de ştampare este un amestec mecanic de şamotă mulitică cu cuarţită, urmărind realizarea unui conţinut de Al_2O_3 între 20 şi 25 %, s-a ales şamota mulitică cu 50 % Al_2O_3. Amestecul s-a făcut în părţile egale din şamotă şi cuarţită.

Încercările de laborator efectuate au avut ca scop determinarea următoarelor aspecte :

- determinarea agentului de sinterizare ;
- determinarea reţetei granulometrice ;
- realizarea de creuzete.

Determinarea agentului de sinterizare s-a făcut în nacele de alumină (de tipul celor pentru determinarea carbonului) încălzite la 1100°C. Ca agenţi de sinterizare s-au încercat argila refractară şi moliftanul. S-au preparat amestecuri cu diferite adaosuri de argilă şi moliftan, urmărind realizarea unor suprafeţe fără crăpături la temperatura de sinterizare. S-a avut în vedere de asemenea ca materialul să nu sinterizeze la temperaturi mai mici sau să nu vitrifice.

Încercările de laborator au condus la stabilirea reţetei masei de ştampare compusă din :

- şamotă;
- cuarţită;
- argilă;
- moliftan;
- apă.

Reţeta granulometrică s-a stabilit cu ajutorul metodei indicate de Kasima, astfel încît să se ajungă la o greutate specifică aparentă de 2–2,2 kgf/dm 3, adică o porozitate de 18–20 % şi o suprafaţă specifică de circa 20 000 cm²/2/100 g. S-au determinat reţetele granulometrice prezentate în tabelul 7.

Tabelul 7

Reţeta granulometrică pentru căptuşeala creuzetelor destinate topirii aluminiului

Granulaţia (mm)	Cuarţită	Şamotă
făină	45 %	30 %
0—0,5	20 %	20 %
0,5—1	10 %	10 %
1—2	20 %	20 %
2—4	5 %	20 %

b. Pentru creuzetele destinate topirii cuprului sau aliajelor lui

Masa de ştampare pentru căptuşirea creuzetelor în cazul topirii cuprului sau aliajelor de cupru trebuie să sinterizeze la circa 1200°C şi să aibă o suprafaţă specifică de circa 20 000 $cm^2/100$ g. O astfel de masă poate fi obţinută din cuarţită cu un adaos mare de acid boric. Adaosul mare de acid boric (peste 1,4 %) conduce însă la sinterizarea pe toată secţiunea pe de o parte, cît şi la obţinerea unor rezistenţe slabe la şocuri mecanice pe de altă parte. Ca agenţi de sinterizare s-au folosit acid boric şi argilă.

Încercările de laborator au condus la stabilirea reţetei masei de ştampare compusă din:

- masă cuarţoasă;
- argilă de turnătorie;
- acid boric.

Reţeta granulometrică s-a stabilit de asemenea cu ajutorul metodei lui Kasima, astfel încît să se ajungă la o greutate specifică aparentă de 1,9—2,1 kgf/dm^3, adică o porozitate de 20—22 % şi o suprafaţă specifică de circa 20 000 $cm^2/100$ g.

S-a determinat reţeta granulometrică prezentată în tabelul 8.

Tabelul 8

Reţeta granulometrică pentru căptuşeala creuzetelor destinate topirii grupului

Granulaţia (mm)	%
Făină	13,7
0—0,5	14,5
0,5—1	39
1—2	27,8
2—4	5,4

Tehnologii de realizare a creuzetelor cuptoarelor cu inducţie

Fazele de realizare a creuzetului sînt:

- prepararea masei de ştampare;
- pregătirea cuptorului pentru ştampare;
- pregătirea şablonului;
- ştamparea creuzetului;
- sinterizarea căptuşelii.

Masa de ştampare a creuzetelor cuptoarelor cu inducţie pentru topit aliajele de aluminiu trebuie preparată cu cel puţin 24 de ore şi cel mult 48 de ore înaintea ştampării.

Se indică amestecarea în cantităţi de cel puţin 100 kg. Se precizează că masa de ştampare este corespunzătoare cînd bulgărul îndesat cu mîna îşi păstrează forma la o presiune mică sau la cădere. Adaosul de apă se face uniform, cu ajutorul unei stropituri cu jeturi fine şi amestecînd permanent. După umezire şi amestecare se cerne masa printr-o sită cu ochiuri de 7 mm, într-un buncăr curat care se închide etanş sau se acoperă cu saci umezi. Masa de ştampare a creuzetelor cuptoarelor cu inducţie pentru topit cupru sau aliaje de cupru se poate prepara fie înainte fie imediat înaintea ştampării. În vederea ştampării cuptorul se pregăteşte conform indicaţiilor specifice fiecărui tip de cuptor. Creuzetul se curăţă apoi bine şi se izolează cu azbest sau clingherit. Se verifică apoi şablonul şi dispozitivele de centrare a şablonului. În cazul şablonului demontabil (pentru creuzetele cuptoarelor destinate topirii aliajelor de aluminiu) se verifică posibilitatea de demontare a acestuia. Ştamparea poate fi manuală sau mecanizată.

În cazul creuzetelor destinate topirii aluminiului sau aliajelor lui ştamparea se efectuează după cum urmează:

În cazul ştampării manuale se utilizează un bătător rotund de 50 mm diametru şi 7—10 kg greutate. Ştamparea trebuie efectuată fără realizare de straturi distincte. Se apreciază că pe un aşa-zis strat durata ştampării este de circa 60 de minute pe metrul pătrat. Ştamparea mecanizată se poate face cu bătătoare electrice sau pneumatice de circa 12 kg. În cazul bătătorului cu aer sînt indicate presiuni de lucru de 5—6 atmosfere. Bătătorul trebuie să aibă o înălţime de circa 65 mm, o lăţime de circa 50 mm şi o conicitate de 22/15 mm. Pentru a evita deteriorarea şablonului sau a stratului de azbest muchiile se rotunjesc. Şabloanele trebuie să fie stabile şi se vor pregăti special înaintea ştampării (vopsite cu lacuri hidrofile şi unse).

Ştamparea cuptorului trebuie să fie continuă, într-un singur proces de lucru (fără întrerupere). Alimentarea cu masă se face uniform. Înălţimea materialului alimentat trebuie să fie de maximum 20 mm, cînd bătătorul lucrează în permanenţă în material liber.

La întreruperea lucrului pe o perioadă scurtă de timp se va acoperi masa de ştampare cu saci umezi. Înaintea reînceperii lucrului se va răzui masa cu un răzuitor ascuţit pentru mărirea asperităţii.

Ştamparea se face astfel, încît direcţia celei de-a doua bătătoriri a aceluiaşi strat să se efectueze perpendicular pe direcţia bătătoririi anterioare.

După îndepărtarea şablonului se va netezi suprafaţa prin batere. Nu se admite aplicarea unui strat de protecţie prin vopsire, deoarece s-ar închide porii şi ar împiedica eliminarea umezelii.

După ştampare, cuptorul se lasă să se usuce trei, patru zile la temperatura ambiantă. Ulterior se încălzeşte căptuşeala bătătorită prin intermediul unor arzătoare de gaz sau aer cald. Încălzirea trebuie făcută astfel, încît să nu se ajungă la o deteriorare a căptuşelii printr-o pornire bruscă a evaporării.

Viteza de creştere a temperaturii depinde de mărimea şi tipul cuptorului şi de posibilitatea de a distribui şi regla temperatura.

Din acest motiv se recomandă uscarea şi încălzirea, conform indicaţiilor din figura 6 şi din tabelul 9.

Pentru a preîntîmpina infiltrările căptuşelii cu metal şi aderarea oxizilor de perete se recomandă să se prevadă un tratament superficial al căptuşelii bătătorite.

După evacuarea corpurilor de încălzire din cuptor se introduce o cantitate mică de metal

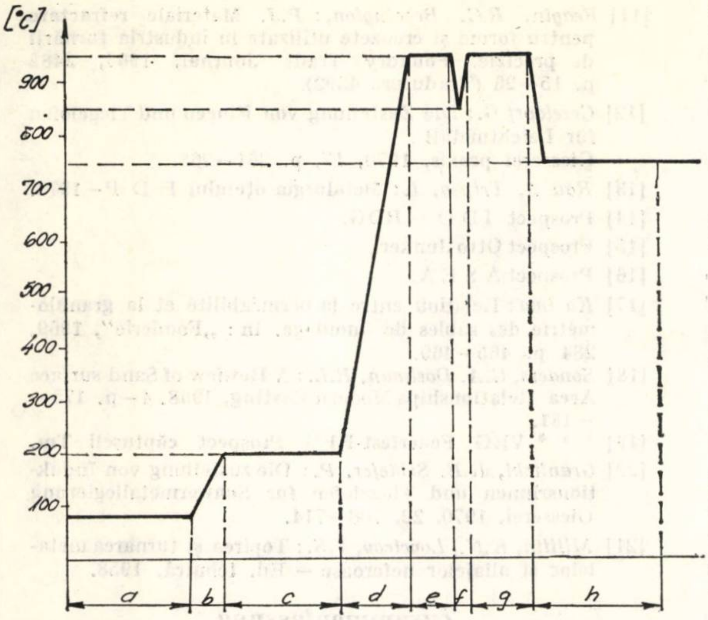


Fig. 6 — Diagrama de sinterizare pentru creuzetele destinate topirii aliajelor de aluminiu

Tabelul 9

Indicații privind sinterizarea creuzetelor pentru cuptoarele destinate topirii aliajelor de aluminiu

Operația	Timpul în ore, la cuptoare de ;		
	sub 1000 kg	1000–3000 kg	3000–5000 kg
a. Preuscare cu corpuri de încălzire	48	48	48
b. Încălzire cu cilindri de sinterizare. Bobina se va răci	8	8	8
c. Uscarea cu cilindri de sinterizare	48	96	120
d. Încălzire fără întrerupere	26 cca 30°C/h	30 cca 20°C/h	30 cca 20°C/h
e. Sinterizare de uscare	16	25	32
f. Introducere de metal lichid de 850°C	1	1,5	2
g. Sinterizare cu lichid	24	36	48
h. Menținere metal lichid	48	72	—

lichid și pe ea se topește un amestec de impregnare de :

40% KaCl
40% NaCl
20% Na_3AlF_3

Prin introducerea în continuare a unor cantități mici de metal sau topire se obține o protecție a suprafeței căptușelii.

Fisurile trebuie reparate prin vopsire. Vopseaua se prepară din masă de ștampare cu 5–6 % silicat de sodiu diluat 2 :1 cu apă. După vopsire se usucă și se încălzește la temperatură scăzută. Exploatare cuptorului trebuie făcută însă în așa fel, încît să se evite formarea podurilor.

În cazul ștampării creuzetelor cuptoarelor destinate topirii cuprului sau aliajelor lui ștamparea se face după cum urmează :

În cazul ștampării manuale operația se execută cu bătătorul tip lance-trei treceri prin același loc. A doua îndesare se face cu bătătorul plat tot cîte trei treceri prin același loc. A treia etapă este înțeparea cu bătătorul cu țepi pentru a se face legătura cu stratul următor — o singură trecere.

Primul strat este de 80 mm, iar următoarele de maximum 50 mm înălțime (stratul afînat).

În cazul ștampării mecanizate sînt două variante :

— cînd ștamparea se face cu vibratoare de îndesare se introduce materialul în straturi de maximum 80 mm și se îndeasă cu ajutorul vibratorului ;

— cînd ștamparea se face cu ciocan pneumatic se îndeasă manual fundul și partea tronconică a creuzetului, se umple spațiul dintre perete și șablon cu masă cuarțoasă prin batere ușoară și se vibrează șablonul cu ciocanul pneumatic pe toată circumferința de jos în sus într-o spirală cu pasul de 3 cm.

Concluzii

La atingerea cotei necesare stratului îndesat pentru fund se rade și se așază șablonul. Șablonul se centrează cu ajutorul a trei pene de lemn așezate la 120°. Se ștampează cu multă atenție (manual sau cu vibratorul) partea tronconică a creuzetului, asigurîndu-se o bună îndesare în această zonă.

La atingerea cotei corespunzătoare spirei de răcire la partea de sus se începe ștamparea cu amestec de ștampare cu 4 % silicat de sodiu.

Sinterizarea se execută după diagrama din figura 7.

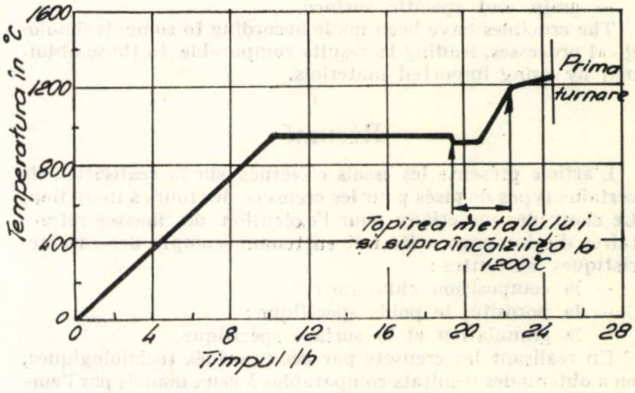


Fig. 7 — Diagrama de sinterizare pentru creuzetele destinate topirii aliajelor de cupru

Șablonul este confecționat din tablă de cupru sau alamă, iar încărcătura primei șarje va fi compusă din bucăți mari de metal.

În procesul de exploatare a cuptorului se curăță periodic depunerile de zgură.

Utilizînd rețetele de preparare și metodologia de ștampare prezentate, au fost realizate căptușelile a două cuptoare de 1,1 tone de aluminiu, din care unul la Intreprinderea de autoturisme din Pitești, altul la Intreprinderea de accesorii pentru mijloace de transport din Oradea și un cuptor de 1 tonă de alamă la Intreprinderea „Laromet" din București.

Informațiile din literatura de specialitate indică o durată de zece douăsprezece luni pentru căptușelile cuptoarelor destinate topirii aliajelor de aluminiu și de circa două-trei luni pentru aliajele pe bază de cupru, durabilități pe care sperăm să le atingem. Se poate spune deci că prin realizarea aceasta rețete și metodologii de lucru s-a acoperit întreaga gamă de căptușeli necesare creuzetelor cuptoarelor cu inducție pentru topirea metalelor și aliajelor neferoase.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * The effect of heat on ceramics, London Press. 1971

[2] *Brokmeier, H.K.*: Inductives Schmelzen. Brown Boweri 1966

[3] *Granitzki, K.E.*: Jahresuberischt Feurefeste Baustofee Giesserei, 1974,5 p. 127–130.

[4] *Berens, L.N.*: Ermitlung des Kristallinen und physikalischen Aufbanes eines sauer gestampften Inductionsofen auskleidung. Giesserei, 1965, 4, p. 89–95.

[5] *Farbman, S.A.*: Inducţioniie peci dlia plavle metalov isplavov Metalurghia, 1968.

[6] *Feldhus, H.G.*: Garnissage des fours a induction. În: „Fonderie”, 1973, 371, p. 109–112.

[7] *Granitzki, K.E.*: Feureferte Baustofe des systems SiO O . In: „Giesserei”, 1967, 19, p. 489–496.

[8] *Kaibiceva, M.N.*: Ogneuponniie materialî i tehnologhia izgotovlenie tiglei inductionih pecei G D R i CSSR Ogneuporî, 1968, 10, p. 58–61.

[9] *Magoteaus, R.*: Refractorie for vacuum and Air Coreles Induction Melting Furances Industrial Heating, 1969 1, p. 1974–1976.

[10] *Witer, H.* An: Improved High Alumine Castabl eIndustrial Heating, 1972, 1, p. 118.

[11] *Feagin, R.C. Bebbington,: P.J.* Materiale refractare pentru forme şi creuzete utilizate în industria turnării de precizie. Foundry Trade Journal, 1964, 2482 p. 15–26 (Traducere 4392).

[12] *Gezeldorf G.*: Die Zustellung von Rineen und Tiegelofen für Leichtmetall Giesserei praxis, 1970, 17, p. 261–268.

[13] *Rău A, Tripşa, I.*: Metalurgia oţelului E D P–1973.

[14] Prospect I D O – RDG.

[15] Prospect Otto Junker.

[16] Prospect A S E A.

[17] *Kasima*: Relation entre la perméabilité et la granulométrie des sables de moulage. In: „Fonderie”, 1969, 284 p. 465–469.

[18] *Sonders, C.A. Doelman, R.L.*: A Rewiew of Sand surface Area Relationships Modern Casting, 1968. 4–p. 175–181.

[19] * * * VEG Feuerfest-RFG Prospect căptuşeli Tm.

[20] *Granitzki, K.E. Schiefer, P.*: Die zustellung von Induktionsrinnen und Tiegelofen fur Schwermetallegierung Giesserei, 1970, 22, 708–714.

[21] *Militin, K.N., Lovcicov, V.S.*: Topirea şi turnarea metalelor şi aliajelor neferoase – Ed. tehnică, 1958.

Summary

The work discusses the experiments for achieving some types of linings for induction furnaces crucibles.

The choise of stamping materials has been made according to:
- chemical composition;
- porosity, specific weight;
- grain and specific surface.

The crucibles have been made according to some technological processes, leading to results comparable to those obtained by using imported materials.

Résumé

L'article présente les essais effectués sur la réalisation de certains types de pisés pour les creusets des fours à induction. Le choix des matériaux pour l'exécution des masses refractaires d'estampage a été fait en tenant compte des caractéristiques suivantes:
- la composition chimique;
- la porosité, le poids spécifique;
- la granulation et la surface spécifique.

En réalisant les creusets par ces procédés technologiques, on a obtenu des résultats comparables à ceux donnés par l'emploi de materiaux d'importation.

Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt die Versuche für das Erhalten von Zustellungstypen für die Tiegel der Induktionsöfen.

Die Auswahl der Materialien zur Herstellung der feuerfesten Stampfmassen erfolgte nach:
- chemischer Zusammensetzung
- Porosität, spezifischem Gewicht
- Körnung und spezifischer Oberfläche

Durch die Fertigung der Tiegel im Rahmen technologischen Prozesse, wurden Ergebnisse die mit den Importmaterialien vergleichbar sind, erhalten.

Резюме

В работе представлены опыты изготовления футеровок для тигля индукционных печей.

Материалы для получения огнеупорных масс для чеканки были выбраны по:
- химическому составу;
- пористости, удельному весу;
- зернистости и удельной поверхности.

Тигели испытывались при разных технологических процессах и получены результаты, сравниваемые с результатами, полученными импортными материалами.

CZ; 621.742.4: 51.: 001.2

Model matematic pentru caracterizarea tendinţei de degajare a gazelor din amestecurile de formare

Ing. C. **BRATU**; ing. I. **CHIRA**; ing. I. **RIPOŞAN**; ing. M. **SAVU** – Institutul politehnic – Bucureşti

Procesul de formare a suflurilor în piesele turnate produse de gazele degajate din amestecurile de formare a fost studiat stabilindu-se pentru diferitele cazuri concrete de experimentare relaţii matematice empirice care leagă factorii ce concură la fenomenul de apariţie a suflurilor. Dezavantajele acestor relaţii (prezentate în literatura de specialitate şi cunoscute) sînt în primul rînd domeniul restrîns de aplicabilitate şi în al doilea rînd numărul mic de parametri variabili luaţi în considerare. Pentru evitarea acestor deficienţe autorii acestei lucrări şi-au propus să realizeze un model matematic care să caracterizeze dependenţa dintre volumul de gaze degajat din amestecul de formare şi tendinţa de apariţie a suflurilor în piesa turnată, în funcţie de principalii parametri ai procesului de formare-turnare: natura şi cantitatea de liant, conţinutul de umiditate, temperatura de turnare a aliajului lichid etc.

Lucrările de cercetare efectuate au avut în vedere determinarea volumului de gaze degajat de amestecurile de formare standard din sistemele nisip cuarţos – apă – argilă şi nisip cuarţos — apă — bentonită, utilizate în mod curent în turnătorii pentru aliajele neferoase pe bază de aluminiu ; în mod similar se pot studia orice alte tipuri de amestecuri de formare.

Pentru experimentări s-a utilizat aparatura a cărei schiţă este prezentată în figura 1, folosind metoda directă de determinare a volumului specific de gaze degajat de amestecul de formare la contactul cu aliajul lichid ; aparatura folosită a fost realizată după modelul propus de A. F. Spasski şi A. A. Rîjikov [1, 2, 3].

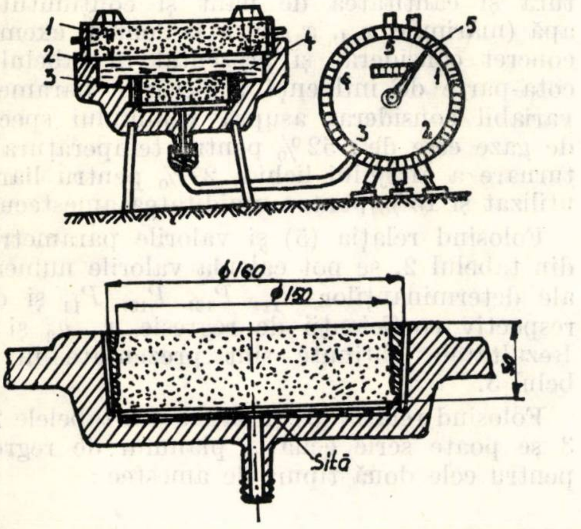


Fig. 1 — Schema instalaţiei de laborator utilizate în timpul experimentărilor, realizată după modelul propus de A. F. Spasski şi A.A. Rîjikov :

1 — semiformă superioară ; 2 — formă metalică ; 3 — probă din amestecul de formare cercetat ; 4 — metal sau aliaj lichid turnat ; 5 — contor de gaze.

Tendinţa amestecurilor de formare de a degaja gaze a fost cercetată în condiţiile menţinerii unor parametri constanţi şi a variaţiei altora.

Parametrii constanţi au fost :

— grosimea peretelui formei, respectiv a miezului pastilă utilizat : 50 mm ;

— grosimea peretelui piesei turnate, deci înălţimea coloanei de aliaj lichid turnat peste miezul pastilă : 45 mm ;

— tipul aliajului turnat : ATSi5Cu5 (STAS 201—67).

Parametrii variabili :

— natura liantului (argilă de Medgidia, STAS 229—66 şi bentonită sort II, STAS 3624—72) ;

— cantitatea de liant (argilă între zece şi paisprezece părţi greutate şi bentonită între şase şi douăsprezece părţi greutate ; nisipul cuarţos utilizat s-a considerat ca bază de referinţă de o sută de părţi greutate) ;

— umiditate (între patru şi şase părţi greutate pentru amîndouă tipurile de liant) ;

— temperatura de turnare (670, 700 şi 730°C) ; precizia de măsurare cu termocuplul de imersie a fost de ± 5°C.

Rezultatele experimentale obţinute în urma încercării diferitelor reţete de amestec şi condiţii de turnare sînt prezentate în tabelul 1 ; nisipul utilizat pentru prepararea amestecurilor a fost nisip din cariera Aghireş-Corneşti, dublu spălat, cu fracţia de bază 78 % pe sitele de 0,1 — 0,2, granulaţia medie M50 = 0,15 mm şi gradul de uniformitate $Gu = 53\,\%$.

Tabelul 1

Nr. crt.	Compoziţia amestecului cercetat, părţi greutate			Temperatura de turnare, °C	Volumul specific de gaze Vg, dm³/cm³ de amestec	
	Argilă	Bentonită	Apă		Pentru argilă	Pentru bentonită
	Simboluri matematice utilizate					
	x_{1A}	x_{1B}	x_2	x_3	y_A	y_B
1	10	6	4	670	0,23	0,17
2				700	0,36	0,23
3				730	0,41	0,40
4	10	6	5	670	0,34	0,25
5				700	0,45	0,36
6				730	0,56	0,45
7	10	6	6	670	0,40	0,28
8				700	0,51	0,40
9				730	0,62	0,50
10	11	8	4	670	0,34	0,26
11				700	0,51	0,42
12				730	0,56	0,49
13	11	8	5	670	0,40	0,28
14				700	0,52	0,40
15				730	0,62	0,51
16	11	8	6	670	0,45	0,34
17				700	0,62	0,45
18				730	0,70	0,56
19	12	10	4	670	0,40	0,29
20				700	0,56	0,47
21				730	0,65	0,52
22	12	10	5	670	0,45	0,32
23				700	0,59	0,45
24				730	0,68	0,55
25	12	10	6	670	0,50	0,37
26				700	0,66	0,53
27				730	0,71	0,62
28	14	12	5	670	0,43	0,34
29				700	0,62	0,53
30				730	0,68	0,56
31	14	12	5	670	0,51	0,40
32				700	0,62	0,57
33				730	0,74	0,56
34	14	12	6	670	0,53	0,42
35				700	0,68	0,63
36				730	0,80	0,73

Prelucrînd statistic rezultatele experimentale s-a întocmit un model matematic care să caracterizeze interdependenţa dintre volumul specific de gaze degajat şi parametrii variabili ai procesului de turnare, natura şi conţinutul de liant, conţinutul de apă şi temperatura de turnare a aliajului.

Pentru cele două tipuri de lianţi cercetaţi s-a considerat că volumele de gaze degajate (simbolizate Y_A şi Y_B) sînt funcţii de forma :

$$Y_A = f(x_{1A},\ x_2,\ x_3) \tag{1}$$

$$Y_B = f\,(x_{1B},\ x_2,\ x_3) \tag{2}$$

Aceste funcţii sînt descrise de plane de regresie, a căror ecuaţii sînt de forma [4, 5] :

$$Y - \bar{y} = a_1 (x_1 - \bar{x}_1) + a_2 (x_2 - \bar{x}_2) + \\ + a_3 (x_3 - \bar{x}_3) \tag{3}$$

unde :

$\bar{y}$, $\bar{x}_1$, $\bar{x}_2$, $\bar{x}_3$ sînt mediile aritmetice ale variabilelor $y(y_A, y_B)$, $x_1(x_{1A}, x_{1B})$, x_2, x_3 ;

a_1, a_2, a_3 — coeficienţii planului de regresie care se calculează folosind determinantul P,

$$P = \begin{vmatrix} 1 & r_{yx_1} & r_{yx_2} & r_{yx_3} \\ r_{yx_1} & 1 & r_{x_1x_2} & r_{x_1x_3} \\ r_{yx_2} & r_{x_2x_1} & 1 & r_{x_1x_3} \\ r_{yx_3} & r_{x_3x_1} & r_{x_3x_2} & 1 \end{vmatrix} \tag{4}$$

cu relaţiile :

$$a_1 = -\frac{s_y}{s_{x_1}} \times \frac{P_{12}}{P_{11}}; \quad a_2 = -\frac{s_y}{s_{x_2}} \times \frac{P_{13}}{P_{11}};$$

$$a_3 = -\frac{s_y}{s_x} \times \frac{P_{14}}{P_{11}} \tag{5}$$

în care : P_{11}, P_{12}, P_{13}, P_{14} sînt complemenţii algebrici ai determinantului P faţă de elementele r_{yy}, r_{yx_1}.

În relaţia (5) s_y, s_{x_1}, s_{x_2}, s_{x_3} sînt abaterile medii pătratice a valorilor y, x_1, x_2, x_3.

Abaterea medie pătratică se calculează cu relaţia :

$$s_y = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} (Y_i - \bar{y})} \tag{6}$$

iar coeficienţii de corelaţie simplă din determinantul P se determină cu relaţia :

$$r_{yx} = \frac{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^{n} x_i y_i - \bar{x}\bar{y}}{s_x \cdot s_y} \tag{7}$$

În tabelul 2 sînt indicate valorile numerice ale acestor parametri statistici, care au fost calculaţi pe baza datelor experimentale prezentate în tabelul 1.

Analizînd valorile coeficienţilor de corelaţie simplă din tabelul 2, r_{yx_1}, r_{yx_2}, r_{yx_3}, rezultă că volumul specific de gaze este influenţat într-o măsură mai mare de variaţia temperaturii de turnare (parametrul x_3) şi într-o măsură mai mică de ceilalţi doi parametri : natura şi cantitatea de liant şi conţinutul de apă (mărimile x_{1A}, x_{1B} şi x_2). Pentru exemplu concret considerat şi prezentat în tabelul 2, cota-parte de influenţă a fiecărui parametru variabil considerat asupra volumului specific de gaze este de : 52 % pentru temperatura de turnare a aliajului lichid, 27 % pentru liantul utilizat şi 15 % pentru umiditatea amestecului.

Folosind relaţia (5) şi valorile parametrilor din tabelul 2, se pot calcula valorile numerice ale determinanţilor P_{11}, P_{12}, P_{13}, P_{14} şi deci respectiv coeficienţii de regresie a_1, a_2 şi a_3. Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabelul 3.

Folosind relaţia (3) şi datele din tabelele 2 şi 3 se poate scrie ecuaţia planului de regresie pentru cele două tipuri de amestec :

Amestec pe bază de argilă :

$$Y_A = 0{,}04554x_{1A} + 0{,}05956x_2 + 0{,}0038x_3 - \\ - 2{,}95061 \tag{8}$$

Amestec pe bază de bentonită :

$$Y_B = 0{,}03062x_{1B} + 0{,}04789x_2 + 0{,}00362x_3 - \\ - 2{,}61903 \tag{9}$$

Pentru a determina împrăştierea punctelor în jurul planului de regresie determinăm aba-

Tabelul 2

parametrii Tipul amestecului	$\bar{y}$	$\bar{x}_1$	$\bar{x}_2$	$\bar{x}_3$	s_y	s_{x_1}	s_{x_2}	s_{x_3}	r_{yx_1}	r_{yx_2}	r_{yx_3}
Argilă	0,54	11,7	5	700	0,13200	1,50085	0,82807	24,84235	0,51788	0,37371	0,71881
Bentonită	0,43	9	5	700	0,12767	2,2670	0,82807	24,84235	0,54389	0,31072	0,70536

Observaţie ; rezultatele au fost prelucrate cu ajutorul unui calculator electronic de birou tip Felix CE30
Coeficienţii de corelaţie simplă $r_{x_1x_2}$, $r_{x_1x_3}$, $r_{x_2x_3}$ au valoarea zero pentru amindouă tipurile de liant.

Tabelul 3

Parametrii Amestecul	P_{11}	P_{12}	P_{13}	P_{14}	a_1	a_2	a_3
Argilă	1	−0,51788	−0,37371	−0,71881	0,04554	0,05956	0,00380
Bentonită	1	−0,54389	−0,31072	−0,70536	0,03062	0,04789	0,00362

terea medie pătratică de la planul de regresie cu relaţia :

$$s_{yx_1x_2x_3} = \sqrt{s_y^2 (1 - r^2_{yx_1x_2x_3})} \qquad (10)$$

unde : $r_{y.x_1x_2x_3}$ este coeficientul de corelaţie multiplă între patru variabile şi este dat de relaţia :

$$r_{y\cdot x_1x_2x_3} = \frac{r_{y\cdot x_1x_2} - r_{y\cdot x_3x_2} \cdot r_{x_1x_2x_3}}{\sqrt{(1 - r^2_{y\cdot x_3x_2})(1 - r^2_{x_1x_2x_3})}} \qquad (11)$$

În relaţia (11) intră coeficienţii de corelaţie multiplă între trei variabile care se calculează cu relaţiile :

$$r_{y\cdot x_1x_2} = \frac{r_{yx_1} - r_{yx_2} \cdot r_{x_1x_2}}{(1 - r^2_{yx_2})(1 - r^2_{x_1x_2})} \qquad (12)$$

$$r_{yx_3x_2} = \frac{r_{yx_3} - r_{yx_2} \cdot r_{x_3x_3}}{(1 - r^2_{yx_2})(1 - r^2_{x_3x_2})} \qquad (13)$$

$$r_{x_1x_2x_3} = \frac{r_{x_1x_2} - r_{x_1x_2} \cdot r_{x^3x_2}}{(1 - r^2_{x_1x_2})(1 - r^2_{x_2x_2})} \qquad (14)$$

În tabelul 4 sînt date valorile coeficienţilor de corelaţie multiplă calculaţi cu relaţiile (11 — 14) şi a abaterilor medii pătratice de la planele de regresie (8,9), calculate cu relaţia (10).

Tabelul 4

Parametri / Amestecul	$r_{yx_1x_2}$	$r_{yx_3x_2}$	$r_{x_1x_2x_3}$	$r_{yx_1x_2x_3}$	$s_{y\cdot x_1x_2x_3}$
Argilă	0,55866	0,77541	0	0,88535	0,0612
Bentonită	0,57221	0,74209	0	0,85360	0,0662

Avînd valorile coeficienţilor de corelaţie multiplă, se pot calcula valorile coeficienţilor de determinare multiplă cu relaţia :

$$d = r^2_{y\cdot x_1x_2x_3} \qquad (15)$$

— pentru amestecul pe bază de argilă $d_A = 0{,}78384$;
— pentru amestecul pe bază de bentonită $d_B = 0{,}72863$;

Eşantioanele cercetate au fost prelevate din probele turnate la o distanţă de 10 mm de interfaţa de contact aliaj-amestec de formare ; după tăierea cu ferăstrăul mecanic suprafaţa eşantioanelor a fost pregătită metalografic pe setul standardizat de hîrtie abrazivă şi lustruită pe pîslă. Cunoscînd pentru fiecare probă metalică volumul specific de gaze degajat de amestecul de formare şi numărul mediu de sufluri pe unitatea de suprafaţă, prin prelucrarea statistică s-a putut stabili dreapta de regresie care defineşte interdependenţa dintre aceşti doi parametri.

În figura 2 se prezintă dreapta de regresie care permite determinarea rapidă pentru amestecurile de formare din sistemele cercetate, a numărului mediu de microsufluri în funcţie de capacitatea gazoasă a amestecului respectiv exprimată prin mărimea Vg. Analizînd influenţa numărului mediu de sufluri din probele cercetate asupra caracteristicilor mecanice ale aliajului turnat (R, δ, HB) s-a observat că acestea scad evident cînd microsuflurile depăşesc valoarea de 15 nr./mm^2, ceea ce corespunde unui volum critic de gaze de 0,45 dm^3/cm^3 ; depăşirea acestei valori critice conduce la micşorarea caracteristicilor mecanice cu mai mult de 30%. În acest mod, cu ajutorul modelului matematic prezentat este posibil ca de la început să se modifice corespunzător reţeta de amestec sau parametrii de turnare, astfel încît volumul specific de gaze care rezultă în mod normal la turnare să nu afecteze într-o măsură prea mare compactitatea peretelui piesei şi caracteristicile sale de rezistenţă mecanică.

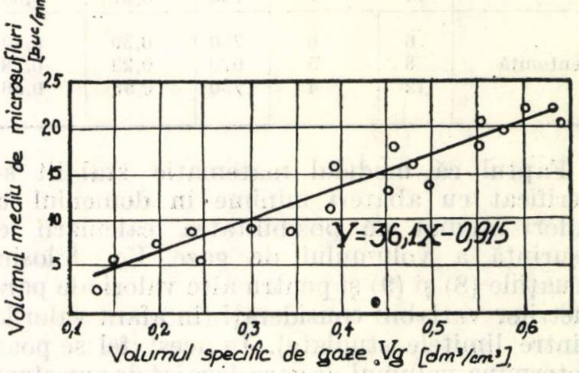


Fig. 2 — Corelaţia dintre numărul mediu de microsufluri al piesei turnate şi volumul specific de gaze Vg.

Analizînd valorile obţinute pentru coeficienţii de determinare (d_A, d_B), se poate afirma că cei trei parametri variabili (natura şi cantitatea de liant, cantitatea de apă şi temperatura de turnare a aliajului) influenţează concomitent volumul de gaze degajat din amestecul de formare în proporţie de 78,38% în cazul amestecurilor pe bază de argilă şi respectiv de 72,86% pentru cele cu bentonită. Valorile mari obţinute pentru cei doi coeficienţi de determinare dovedesc că parametrii variabili luaţi în considerare iniţial au ponderea cea mai mare asupra volumului de gaze degajat de amestecul de formare cercetat ; acest fapt confirmă viabilitatea modelului matematic propus şi dă posibilitatea extrapolării lui şi în afara limitelor cercetate ale parametrilor variabili amintiţi. Pentru verificarea fidelităţii modelului matematic prezentat în tabelul 5 se prezintă comparativ valorile teoretice calculate cu relaţiile (8) şi (9) şi experimentale ale volumului de gaze pentru diferitele valori ale parametrilor variabili.

Tabelul 5

Variabile Tipul amestecului	x_1	x_2	x_3	Volumul specific de gaze, V_g, dm³/cm³ de amestec	
				Teoretic	Experimental
Argilă	10 12 14	4 5 6	670 700 730	0,27 0,56 0,81	0,23 0,56 0,80
Bentonită	6 8 12	6 5 4	750 670 730	0,39 0,29 0,58	0,40 0,28 0,56

Faptul că modelul matematic stabilit s-a verificat cu abateri minime în domeniul de valori studiat dă posibilitatea calculării cu uşurinţă a volumului de gaze *Vg*, folosind ecuaţiile (8) şi (9) şi pentru alte valori ale parametrilor variabili consideraţi (în afara valorilor dintre limitele studiate). În acest fel se poate determina volumul de gaze degajat de amestecul de formare pentru orice tip de reţetă din sistemele menţionate.

Importanţa practică a modelului matematic propus constă în faptul că volumul de gaze degajat de amestecul de formare *Vg* poate servi drept criteriu de apreciere al tendinţei de apariţie a suflurilor şi microsuflurilor în piesele turnate. Astfel, pentru fiecare probă turnată la care s-a ştiut prin determinări experimentale volumul de gaze degajat, s-a efectuat o apreciere a compactităţii peretelui prin numărarea microsuflurilor de pe unitatea de suprafaţă. Numărarea acestor microsufluri s-a făcut la un banc metalografic tip Zeiss — Neophot 2, la care s-a adoptat un ecran plasat în faţa aparatului, fapt care a permis numărarea fără efort a microsuflurilor din suprafaţa eşantionului. Pentru numărarea propriu-zisă pe ecran s-a aplicat un coroiaj pătrat cu latura de 86 mm, divizat în o sută de careuri cu suprafaţa totală de 86 + 86 mm² Prin utilizarea unui obiectiv de 10 × 0,2 şi ocular × 10 pe ecran, între cotele coroiajului se proiectează imaginea unei suprafeţe cu aria de 1 mm² a eşantionului, numărarea microsuflurilor făcîndu-se pe unitatea de suprafaţă. S-a considerat că zece cîmpuri microscopice sînt suficiente pentru calcularea numărului mediu de sufluri pe unitatea de suprafaţă; eşantionul a fost examinat prin deplasarea în cruce, pentru a parcurge două dimensiuni perpendiculare ale probei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spasski A.F., Rijikov A.A.*, O proţesse gazoobrazovaniia v suhih liteinih formah i stepjniah, Liteinoe proizvodstvo, 3, 1961, p. 22 – 24.

[2] *Medvedev Ia. I, Valisovskii I. V*, Tehnologhiceskie ispîtaniia formovocinîh materialov, Izd-vo, Maşinostroenie, Moskva, 1973.

[3] * * * Vzaimodeistvie liteinoi formî i otlivki, Izd-vo Akademiia Nauk SSSR, Moskva, 1952.

[4] *Knotek M., Vojta R, Sejc J.*, Metode statistico-matematice pentru analizarea proceselor siderurgice (traducere din limba cehă) (IDT) Bucureşti, 1964.

[5] *Rumkiski L.Z.*, Matematicieskaia obrabotka rezultatov eksperimenta, Izd-vo Nauka, Moskva, 1971.

Summary

By statistical processing of the results of some experiments on gas releasing. By moulding sands, a mathematical model in the form of a regression plan has been proposed:

$$Y - \bar{y} = a_1(x_1 - \bar{x}_1) + a_2(x_2 - \bar{x}_2) + a_3(x_3 - \bar{x}_3)$$

Variable parameters x_1, x_2, x_3 were: the type and quantity of binder, moisture content and pouring temperature. The utilization of the proposed mathematical model can lead to the improvement in quality of aluminium alloys castings, indicating for each separate case, the directions in which casting parameters should be modified.

Résumé

Par le prélèvement statistique des résultats issus de quelques expérimentations concernant la tendance des sables de moulage de dégager des gaz, ou a établi un modèle mathématique sous la forme d'un plan de regression d'équation:

$$Y - \bar{y} = a_1(x_1 - \bar{x}_1) + a_2(x_2 - \bar{x}_2) + a_3(x_3 - \bar{x}_3).$$

Pour les paramètres variables x_1, x_2, x_3, on a consideré: la nature et la quantité de liant, la teneur en humidité et la temperature de coulée. L'application de ce modèle mathématique permet—par la connaissance du sens de modification des paramètres de coulée pour chaque cas particulier — d'obtenir des pièces coulées en alliages d'aluminium de la meilleure qualité.

Zusammenfassung

Durch die statistische Verarbeitung der Ergebnisse von Versuchen betreffend die Gasbildungstendenz der Form--massen, wurde ein mathematisches Modell in Form eines Regression — plans in Gleichung aufgestellt:

$$Y - \bar{y} = a_1(x_1 - \bar{x}_1) + a_2(x_2 - \bar{x}_2) + a_3(x_3 - \bar{x}_3)$$

Als veränderliche Parameter x_1, x_2, x_3 wurden angenommen: Art und Menge des Bindemittels, Feuchtigkeitsgehalt und Giess — temperatur. Die Anwendung des vorgeschlagenen mathematischen Modells kann zur Qualitätsverbesserung der aus Alu-Legierungen gegossenen Gussteile führen, durch das Andern der Giessparameter, für jeden einzelnen Fall, in entsprechender Richtung.

Резюме

Статистической переработкой результатов некоторых экспериментов по тенденции выделения газов из формовочных смесей была составлена математическая модель в виде плана регрессии:

$$Y - \bar{y} = a_1(x_1 - \bar{x}_1) + a_2(x_2 - \bar{x}_2) + a_3(x_3 - \bar{x}_3)$$

В качестве изменяемых параметров x_1, x_2, x_3, учитываются природа и количество связующего, содержание влажности и температура разливки. Применение предлагаемой математической модели может повести к улучшению качества отливок из алюминевых сплавов, путем направленного изменения параметров разливки, отдельно для каждого случая производства.

CONDIŢII DE PREZENTARE A MANUSCRISELOR PENTRU REVISTA „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI"

1. *Textul* unui articol împreună cu desenele să nu depăşească 15 pag. convenţionale (de 2000 de semne la 2 rînduri).

2. Articolul trebuie însoţit de un *rezumat de autor* de 1 000 de semne, pe o filă separată.

3. *Dactilografierea* se execută la 2 rînduri în pagini de numai 2 000 de semne, pe hîrtie albă, pe o singură faţă a filei.

Pagina va avea o margine albă de 3 cm lăţime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice şi literele conform STAS suficient de mari şi cu tuş.

4. *Desenele* se execută în tuş pe calc, la dimensiunile între formatele A 6 şi A 4. Dacă sînt figuri-foto, acestea trebuie să fie foarte clare şi cu efectele de contrast foarte pronunţate.

5. *Toate figurile şi tabelele* care însoţesc articolul trebuie menţionate în text. Figurile trebuie să aibă titluri şi legende şi să fie însoţite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul şi legenda ; legătura se face prin numărul lor conform borderoului. Aceste figuri se prezintă separat într-un plic adecvat.

6. *Tabelele* trebuie dactilografiate pe pagini separate de text (în text li se va indica doar locul ca şi pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

7. *Bibliografia* trebuie prezentată conform STAS nr. 6158—60 şi anume :

Cărţi : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul cărţii (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), numărul ediţiei în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima şi ultima pagină a fragmentului.

Periodice : numele autorului, iniţiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în limba română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariţie (în cifre arabe), numărul de ordine al numărului periodic, data numărului, pagina citată sau prima şi ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum se citează doar o anumită pagină, un fragment sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în limba română titlul se scrie în traducere dar cu menţiunea că lucrarea a fost tradusă şi din ce limbă.

Bibliografia trebuie dactilografiată tot pe pagină separată de text.

Autorii trebuie să ştie că în tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secţii diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

8. *Predarea la redacţie a manuscrisului dactilografiat* se face în două exemplare, din care un original şi o copie.

Originalul este însoţit de desenele în tuş pe calc şi fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoţit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de-al doilea rînd de fotografii cînd este cazul.

9. *Autorul trebuie să garanteze conţinutul ştiinţific al articolului,* iar textul prezentat redacţiei să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale şi tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

10. *Conform regulilor editoriale* manuscrisele şi figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

11. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacţia revistei „Construcţia de Maşini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

Redacţiei revistei „Construcţia de Maşini", Calea Victoriei nr. 133, sector 1, Bucureşti.

12. Orice *informaţie şi referinţe* se pot obţine la telefoanele : 50.31.30 (direct) şi 50.40.90 sau 50.50.25 int. 253 sau 274. *Redactori :* Rodica Moldoveanu şi Şerban Teodorescu.

◆

ROMANIAN INTERNATIONAL ADVERTISING COMPANY

PUBLICOM

In the Romanian Market there is a powerful competition between foreign firms wishing to sell their goods.

DO YOU WISH TO SELL IN ROMANIA ?

Then in the first place, INFORM the people that make the very proposals for the import plans — THE END—USERS—of the import products!

HOW? WHEN? BY WHICH MEANS? IN WHICH FORMS ?

PUBLICOM

Romanian International Advertising Agency • Bucharest • 22, N. Bălcescu Blvd. • Cables: PUBLICOM, Telex 374, Telephon: 139883

is an agency specialized in the problems of the Romanian market, which by examining your offer can recommend you and execute for you the most efficient advertising under the specific conditions in the Romanian market.

- staging of specialized and branch exhibition followed or not by technical demonstration.
- organization of technical lectures with or without display of samples, film shows and projection of slides, studies of offers and selection of end-users, invitation to conference and lectures.
- interpreters and demonstrations.
- printing of catalogues, prospectuses, folders, leaflets posters, offers and invitations etc.
- translation and duplication of texts
- publicity in Romanian dailies and periodicals the specialized press included.
- publicity over the radio and television services and through the cinema.
- business cocktail parties
- photo publicity services
- billposting and boardposting in the streets, stadiums, sports halls, airports and public vehicles, in health and holiday resorts.
- illuminated signs

PUBLICOM — your publicity counsellor in the Romanian market.

I.M.U. BACĂU

ÎNTREPRINDERE DE MAȘINI UNELTE
Cu sediul în Bacău, Calea Republicii 205

MAȘINI ORIZONTALE DE ALEZAT ȘI FREZAT

AF-63-2

— cu contramontant ;
— fără contramontant ;
— cu afișaj de cote ;
— cu diverse mărimi la cursele de deplasare ale organelor mobile în funcție de cererea beneficiarului.

AF-80-2

— cu contramontant ;
— fără contramontant ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote ;
— cu diverse mărimi ale curselor de deplasare ale organelor mobile.

AF-85

— cu contramontant ;
— fără contramontant ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote.

AF-100-2

— cu comandă convențională ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote.

AFD-100

— cu contramontant ;
— fără contramontant ;
— cu comandă convențională ;
— cu afișaj de cote și comandă convențională.

MAȘINI DE FREZAT LONGITUDINAL CU PORLAT

FLP-660-2

— cu comandă convențională ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote.

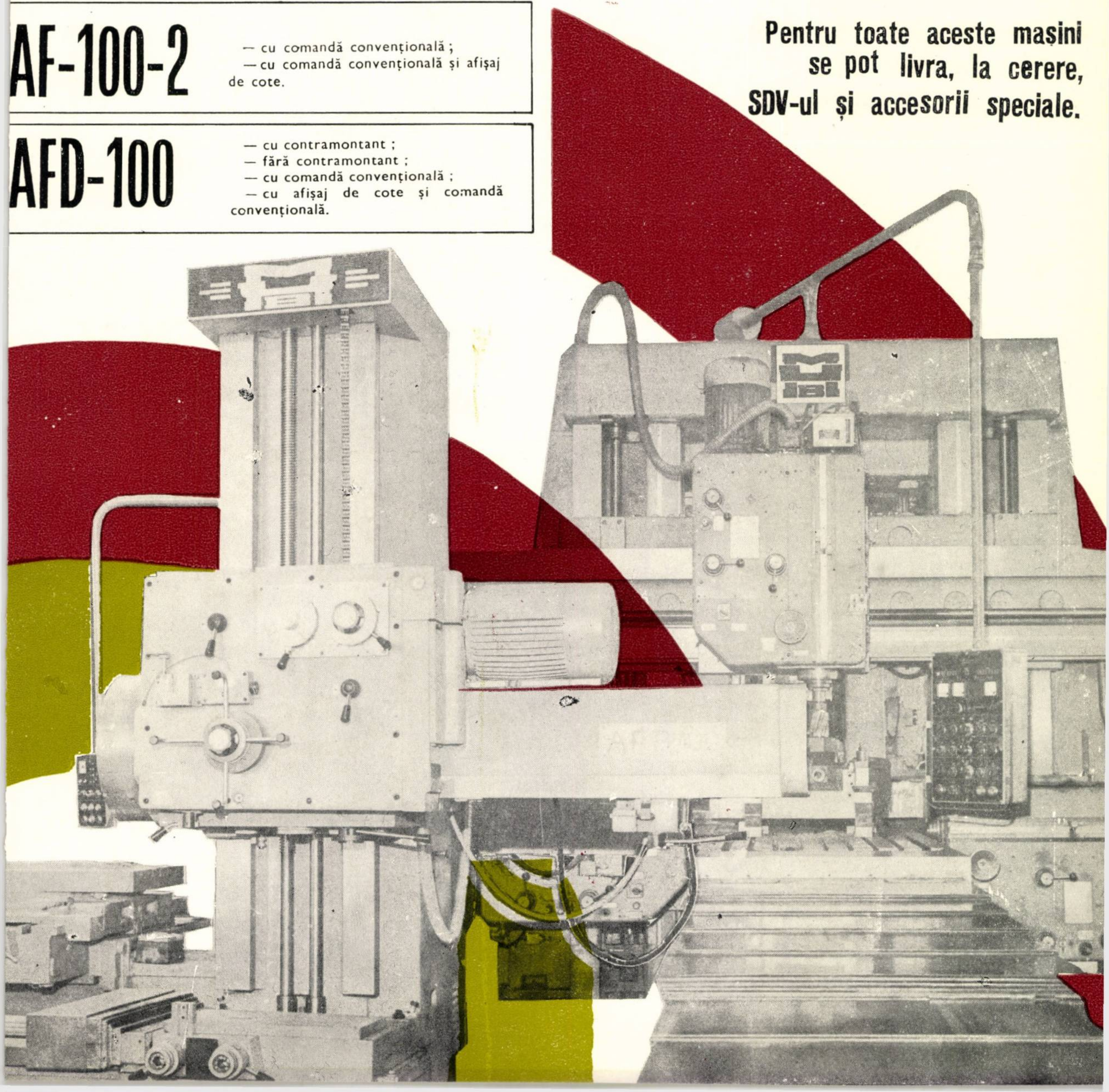
FLP-1000

— cu comandă convențională ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote.

FLP-1600

— cu comandă convențională ;
— cu comandă convențională și afișaj de cote.

Pentru toate aceste mașini se pot livra, la cerere, SDV-ul și accesorii speciale.



PASTELE CU DIAMANT
FABRICATE IN URSS

FOLOSITE CU SUCCES LA SUPRAFINISAREA, RODAREA, SI LUSTRUIREA SUPRAFETELOR MATERIALELOR METALICE SI NEMETALICE FRAGILE

▨ Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

▨ Ele pot fi folosite în egală măsură la prelucrarea mecanică precum şi la cea manuală a pieselor.

▨ Pastele cu diamant sînt fabricate:

- în două tipuri: - solubile în solvenţi organici-O
  - solubile în apă-B
- în trei concentraţii: 2, 5 şi 10%
- precum şi sub formă de granule de 11 dimensiuni

Pentru orice informaţii

scrieţi la următoarea adresă:

32/34 Smolenskaia-Sennaia
Moskova G-200, URSS
Telegrame: Stankoimport - Moskova
Telex : 7227; 7228

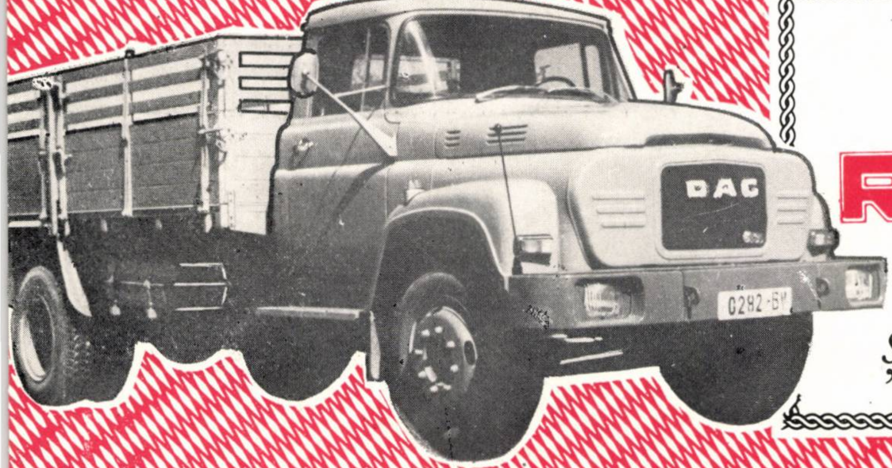
STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE
BRAȘOV

Str. Poienilor Nr. 5
Telefon 921 / 37222
Telex 012203

ROMAN
DIESEL

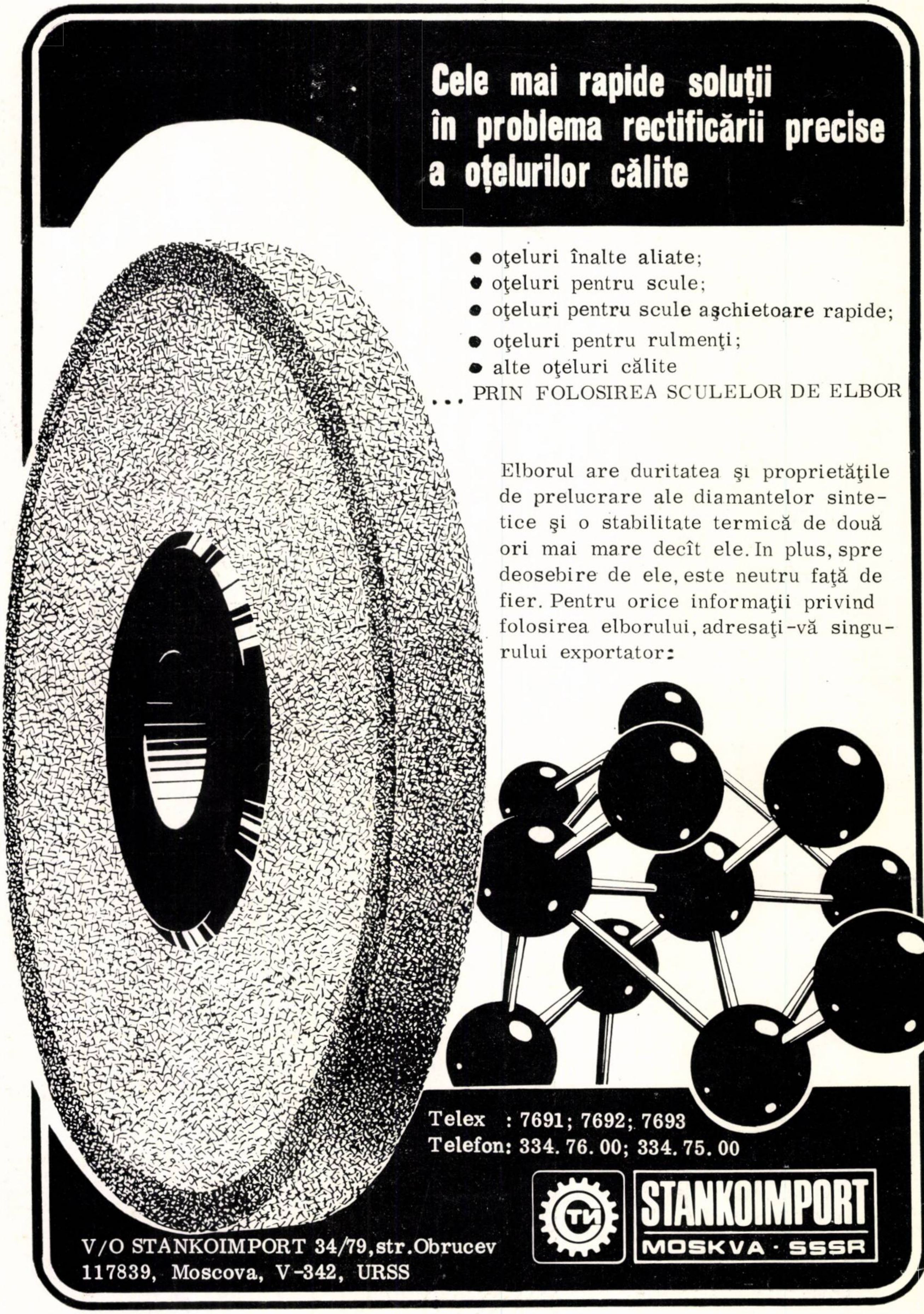


Vă oferă
autovehicule
ROMAN
DIESEL
și **DAC**

Echipate cu motoare diesel
puternice
economice
robuste

- cu una, două sau trei axe motoare
- cu cabină avansată, rabatabilă sau retrasă
- cu greutate totală rulantă între 9 420 - 26 000 kg

ROMAN
DIESEL



Cele mai rapide soluții în problema rectificării precise a oțelurilor călite

- oţeluri înalte aliate;
- oţeluri pentru scule;
- oţeluri pentru scule aşchietoare rapide;
- oţeluri pentru rulmenţi;
- alte oţeluri călite

. . . PRIN FOLOSIREA SCULELOR DE ELBOR

Elborul are duritatea şi proprietăţile de prelucrare ale diamantelor sintetice şi o stabilitate termică de două ori mai mare decît ele. In plus, spre deosebire de ele, este neutru faţă de fier. Pentru orice informaţii privind folosirea elborului, adresaţi-vă singurului exportator:

Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

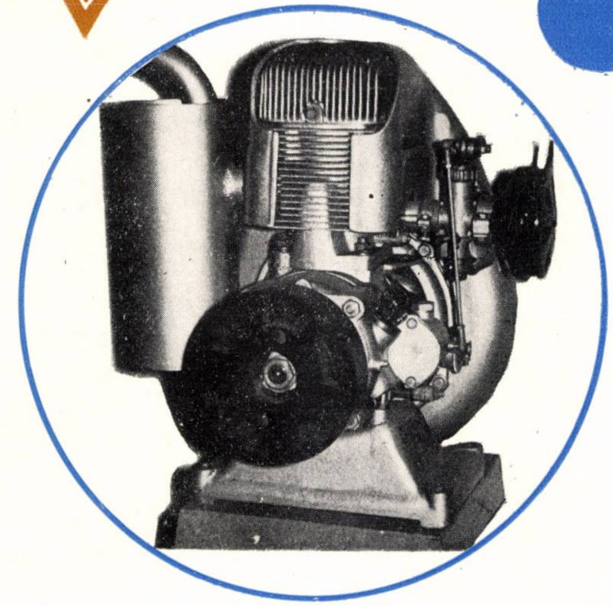
V/O STANKOIMPORT 34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS

PUBLICOM

Întreprinderea „TIMPURI NOI" București
VĂ OFERĂ:

MOTOARE DIESEL
ȘI MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

Tip	Turaţie, rot/min	Putere, CP	Răcire
D4	3 000	5	Apă
D12	1 200; 1 500 ; 1 800	8; 10; 12	Apă
D30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
GD30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
D30N	1 500	33	Apă
D107AN	1 500	46	Apă
D120-8V	1 500	100	Apă
2S9	3 000	7,5	Aer
S18	3 000	15	Aer
S50	3 000	40	Aer

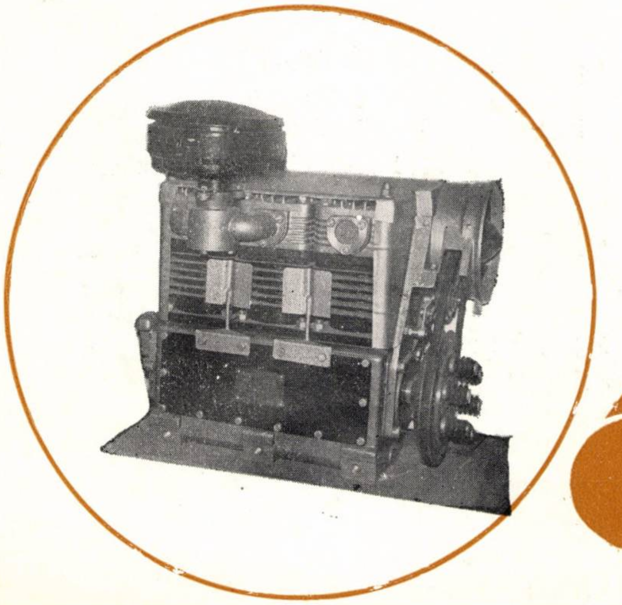


ELECTROCOMPRESOARE ȘI MOTOCOMPRESOARE

Tip	Debit aer, m³/min	Presiune, at	Putere antrenare, kW	Capacitate recipient, l
ECR350	0,260	7—10	2,2	140
EC1	1,00	10 ; 12	15	150
EC1, 5	1,50	7	18,5	150
1 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 A320	2,50	10	19,5	—
3 EC2	2,20	10	20	—
2 EC5	4,70	7	40	135
1 EC10	9,5	7	75	135
2 EC10	5,6	7	55	—
2 MC5	5,00	7	40	135
MC10	9,50	7	143	170

COMPRESOARE

Tip	Debit aer, m³/min	Putere antrenare, kW	Presiune, at	Turaţie, rot/min
1C350	0,260	2,2	7—10	1 000
2C350	0,210	2,2	7,35	900
UP23—07A	1,00	12,3	10	670
6C1	0,725; 1; 1,5	9; 13; 17	12; 10; 8	750; 1000; 1500
1C501	2,24	17; 8; 20	10	825; 1 000
2C5	5,00	40	7	1 500
2C10	5,00	52	10—12	900



MACHINOEXPORT

Strung revolver automat ASR – *200*

BULGARIE

MACHINOEXPORT

Strungul se foloseşte la prelucrarea automată de mare productivitate a pieselor, începînd cu barele calibrate sau nu, cu diametrul de 40 mm, precum şi a pieselor prelucrate preliminar, cu diametrul de 20-85 mm şi lungime de 20-155 mm. Prin prelucrarea semiautomată dimensiunile părţilor prelucrate sînt determinate de parametrii geometrici ai maşinii.

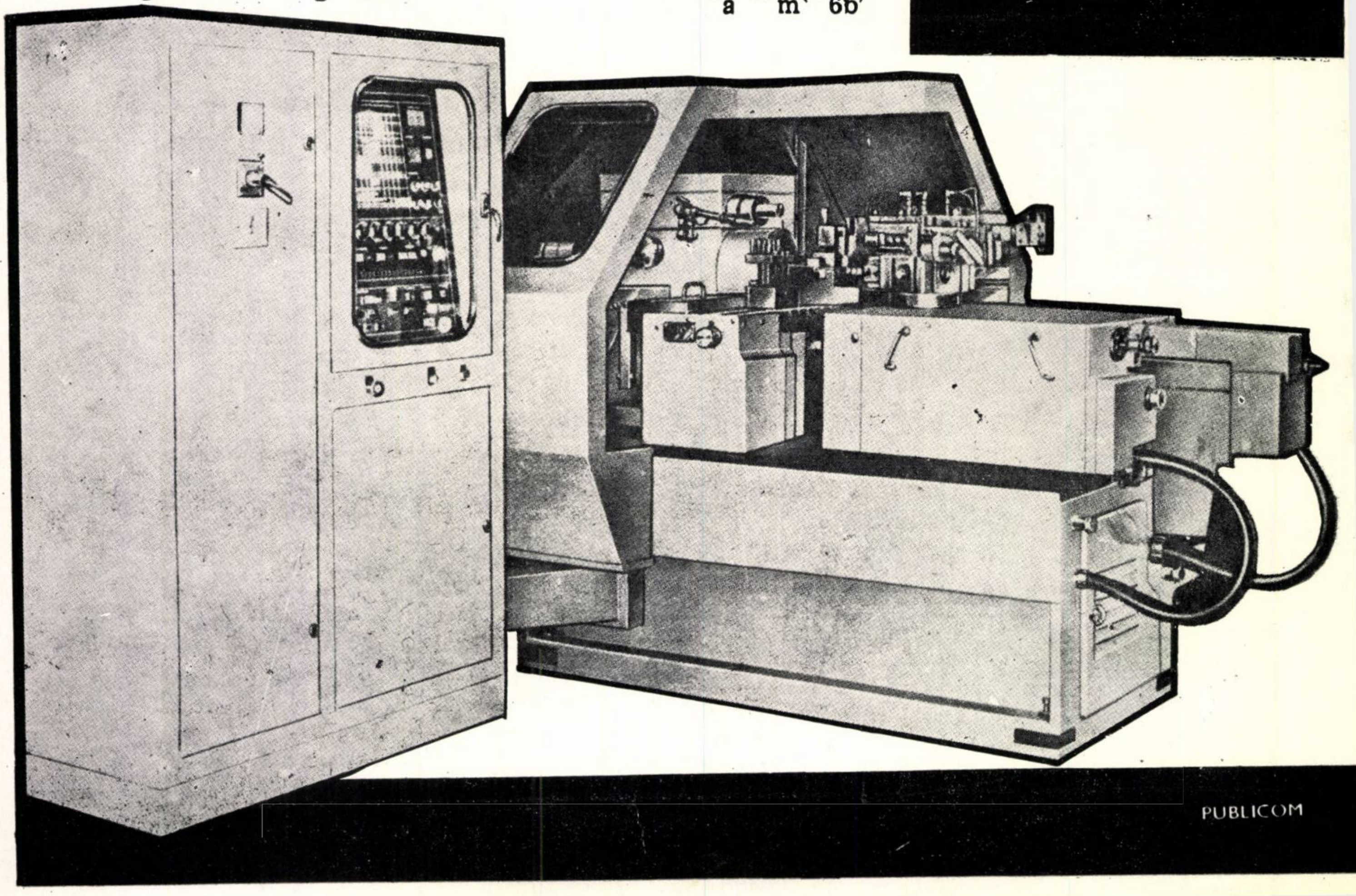
Comanda cu program prin afişare a cotelor se realizează cu ajutorul semiconductoarelor şi prezintă o mare siguranţă în exploatare.

ASR-200 este o maşină modernă cu mari posibilităţi tehnologice şi o mare precizie de prelucrare. Este prevăzută cu un set complet de scule şi accesorii suplimentare.

● Diametrul maxim de prelucrare :	
- deasupra căruciorului transversal	220 mm
- deasupra bancului de lucru	400 mm
● Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
● Cursa căruciorului transversal	± 100 mm
● Precizia de prelucrare :	
- la operaţii de copiere	0, 05 mm
- gradul de rugozitate	$R_a = M_m(V_{6b})$

Exportator :

MACHINOEXPORT – S.A.R.L
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia



PUBLICOM

INTREPRINDEREA DE UTILAJ PETROLIER

TÎRGOVIŞTE

Upet

ESTE PROFILATA PENTRU EXECUTAREA URMATOARELOR

UTILAJE DE FORAJ:

- Instalaţii de foraj : FS-1C; FS-1TS; FS-32 SISU; F-50 ROMAN; T-50B; F-100
- Instalaţii de foraj ape : FA-10; FA-12,5; FA-20; FA-20/I; FA-32
- Instalaţii de intervenţie la sonde: IC-5M16; P-32 ROMAN; P-20 ROMAN; P-80
- Instalaţii de foraj în cariere: FA-60
- Racorduri şi reducţii pentru garnituri de foraj
- Lanţ rotary de 3" şi 4"
- Armături industriale de uz general, energetice, de reglaj de foraj extracţie etc.
- Automacarale de 55 tf
- Remorci : RA-12; RA-20; RP-40; RP-60; RUT-120
- Pompe de intervenţie 5 x 10 in
- Scule de foraj pentru toate instalaţiile ce se execută în întreprindere

balkancar

TRADIȚIE ȘI
CONTEMPORANEITATE

O autonomie
considerabilă
și o rază
mare
de acțiune.
Preferați
motocarele
stivuitoare
la mare înălțime
Preferați
balkancar
pentru
rentabilitate

Capacitatea de ridicare

pînă la 3200 kg.

Înălțimea de ridicare

pînă la 4500 mm.

Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ
BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

A. ***EXPORT*** *activity*

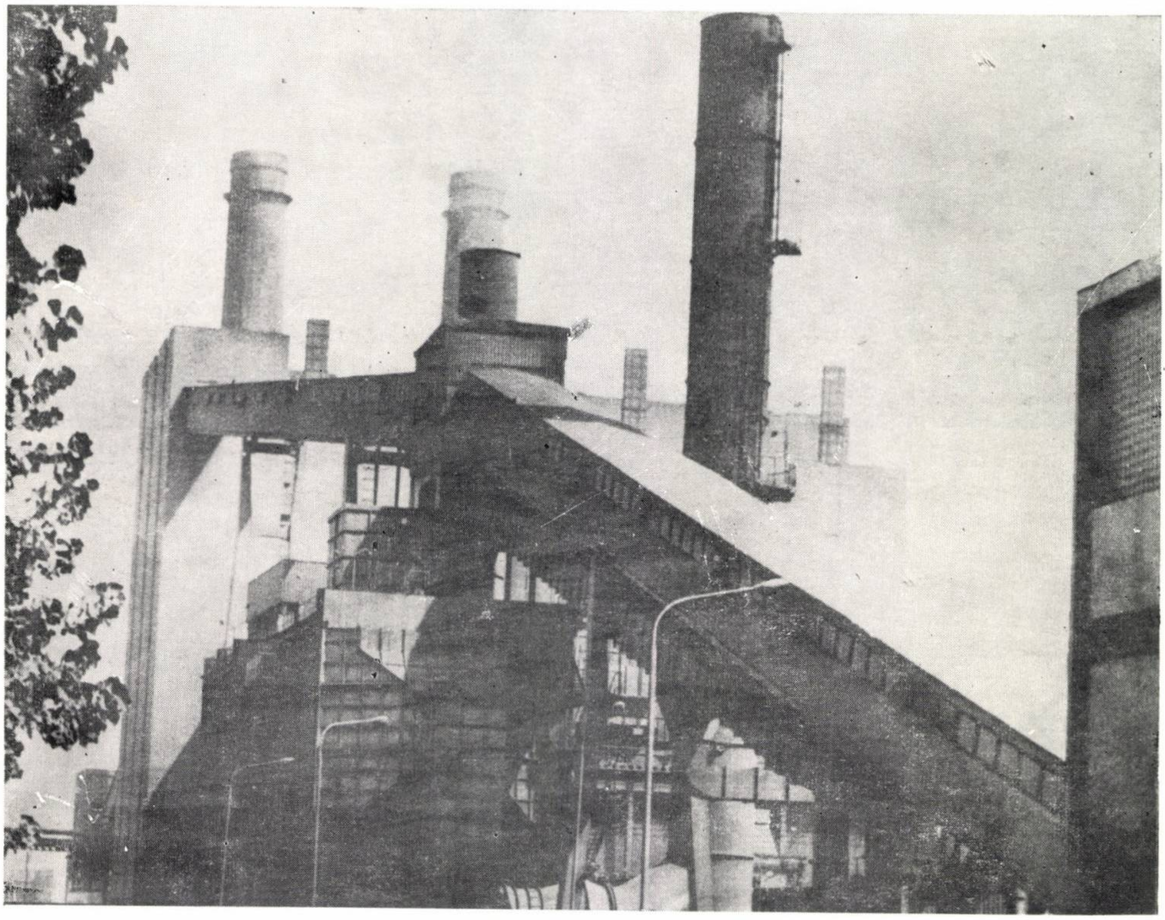
1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST
133,Victoriei Avenue: POB 2993;
Telex 011214: Telephone 50,25,35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA

B. ***IMPORT*** *activity*

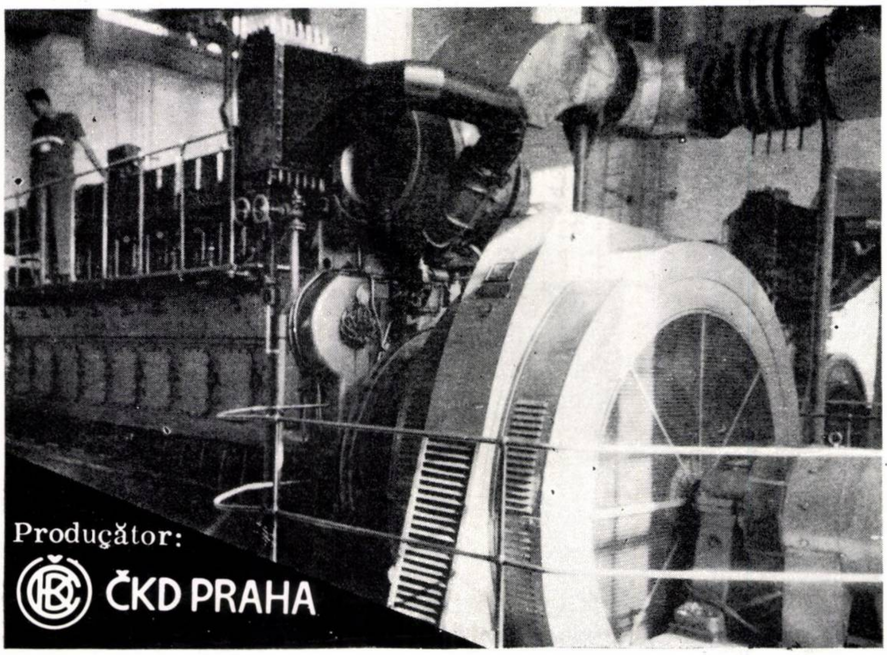
1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.



uzinexportimport

întreprindere de comerț exterior

activity object of the foreign trade company uzinexportimport main products



Centrale diesel-electrice

de la 23
pînă la
1450 kVA

Sînt echipate cu motoare diesel CKD în gama de S 100, S 160, S 275 şi S 350, şi de la 2 - 6 cilindri, răcite cu apă. Demarajul este pneumatic sau electric. Tensiunea furnizată de generatoare de curent alternativ obişnuite este de 400/231 V, 50 Hz. Tablourile de distribuţie sînt autonome, dotate cu aparate de comandă, de măsură şi de control.

Producător:
ČKD PRAHA

PUBLICOM

Exportator :
Intreprinderea de comerţ exterior:
pragoinvest
180 56 Praga - Cehoslovacia.

TÎRGUL
DE LA LEIPZIG

REPUBLICA DEMOCRATĂ
GERMANĂ

5 - 12 septembrie 1976

LEIPZIG: UN MAGNET
PENTRU LUMEA TEHNICII

Informaţii privind călătoria precum şi
asupra tîrgului se pot obţine prin ONT-
paţi sau de la Secţia comercială de
lîngă Ambasada R. D. Germane din R
România, Cal. Dorobanţilor nr. 14, Bucur

TEHNICA DE CONDIȚIONARE A AERULUI ȘI TEHNICA FRIGORIFICĂ AȘA CUM TREBUIE SĂ FIE

AER CONDIȚIONAT, DAR CUM?

Pus de curînd la punct, sistemul ILKA cu module de proces în condiţionarea aerului şi în tehnica frigorifică oferă oricărui proiect de condiţionare a aerului o soluţie simplă şi economică. Noile noastre aparate în patru variante constructive KGS 1... KGS 4 pentru răcire directă sau indirectă au un debit de 5 600-22 400 m^3/h şi o capacitate de răcire de 18 500... 73 000 kcal/h. Incălzirea se face cu apă caldă, cu abur sau cu energie electrică. Construcţia modulară, de dimensiuni mici, cu module compacte diferenţiate, asigură o funcţionare perfectă la performanţele dorite şi o adaptare optimă la condiţiile de spaţiu existente. Datorită cuplajului direct se elimină lucrările de electromontaj - altfel atît de costisitoare. Aparatele noastre cu vapori realizate în două variante constructive (cantitatea maximă de abur 10...20 kg/h) pot fi utilizate la umidificarea aerului şi ca accesorii în instalaţiile de aer condiţionat. Livrăm ILKA - instalaţia de aer condiţionat pe care o căutaţi şi vă stăm - cu plăcere - la dispoziţie cu informaţii detaliate !

Secţia Comercială a Ambasadei Republicii Democrate Germane
în Republica Socialistă România, Cal. Dorobanţi nr. 14, Bucureşti

ILKA

Combinatul de stat pentru
condiţionarea aerului
şi tehnica frigorifică,
R. D. G. 808 Dresda

Exportator:

TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Vă rugăm să ne vizitaţi la Tîrgul Internaţional Bucureşti TIB '76

PUBLICOM

Laminoarele pentru profiluri fine — SKET

prelucrează economic şi şi cele mai mici profiluri, întrucît timpii de oprire necesari schimbării programului de lucru au fost reduşi la maximum.

Laminoarele pentru profiluri fine SKET asigură totodată fabricarea de profiluri mijlocii şi profiluri speciale complicate. Pentru prelucrarea ulterioară a laminatelor livrăm instalaţii capabile să răspundă celor mai variate cerinţe.

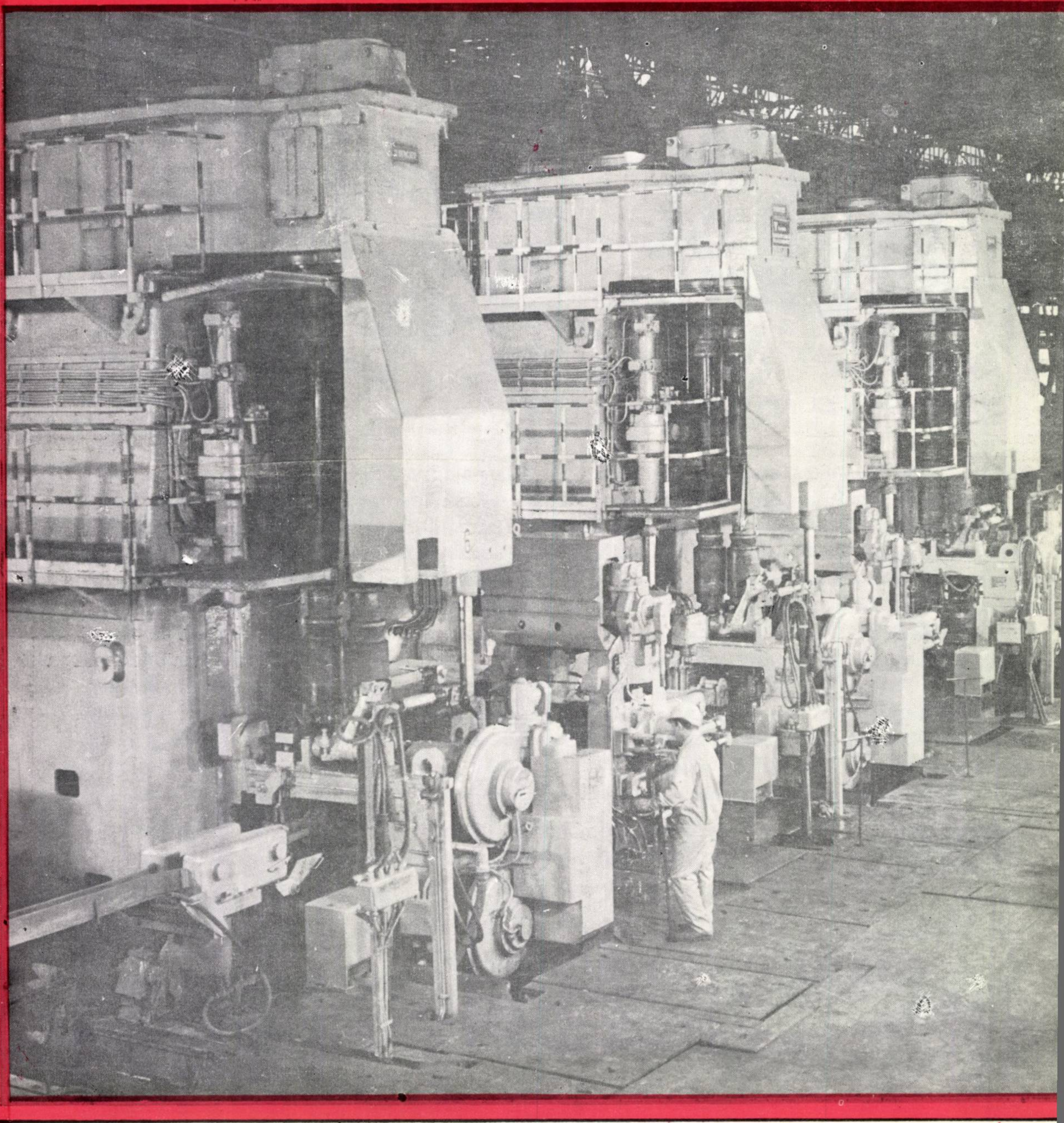
Vă rugăm solicitaţi material documentar suplimentar precum şi informaţii de la specialiştii noştri.

Informaţii privind exportul:

Secţia comercială
a Ambasadei Republicii Democrate Germane în R. S. România
TKB INVEST EXPORT
Bucureşti 59, Str. Compozitorilor nr. 30, Sc. A

VEB Schwermaschinenbau-Kombi
·Ernst Thälmann· Magdeburg

Exporteur:
INVEST EXPOR
Volkseigener Außenhandelsbetrieb
der
Deutschen Demokratischen Repub
Johannes-Dieckmann-Straße 7-9
DDR-108 Berlin



Foarfece
HARRIS 1335A

Utilaj de mare eficienţă ! Clienţii noştri obţin pînă la 65 t/h. Vă garantăm că foarfecele HARRIS - cu o greutate de peste 450 t - toacă tablă de un inci şi taie pînă la 5 inci grosime. Vă lăsăm pe dv. să calculaţi rentabilitatea !

Harris Economy comercializează: foarfece Harris, prese, transportoare, maşini de balotat dens pentru deşeuri solide şi maşini de balotat hîrtie, macarale, maşini de turnat lingouri Sheppard şi elevatoare. O gamă completă de utilaje pentru industrie - oţel, deşeuri metalice, hîrtie şi metale neferoase - precum şi pentru gospodăria comunală. Utilaje de orice dimensiuni de la foarfecele de 2 000 t pînă la presele portabile pentru hîrtie.

Calitatea echipamentului şi nivelul cunoştinţelor tehnice sînt rezultatul experienţei acumulate : sute de instalaţii exportate în toată lumea. Harris Economy şi agenţiile sale din întreaga lume vă stau la dispoziţie cu utilaje, documentaţie tehnică şi service.

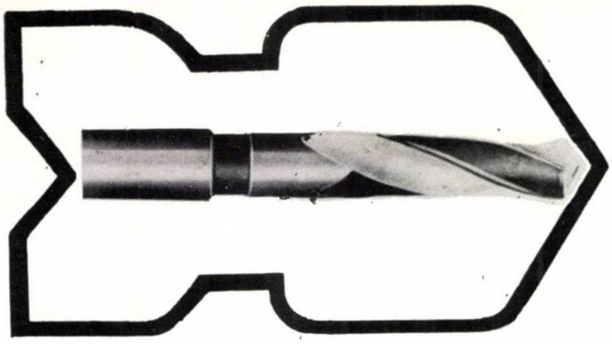
A PRODUCT OF AMERICAN HOIST

Harris Economy

Division of American Hoist (Europe) Ltd

Sales Office: Harris House, Marlow, Bucks SL7 1DB, England. Tel: Marlow 71447 Telex: 847363
Service & Manufacturing: New Foundry, Bridgend, Glamorgan CF31 1LZ, Wales. Tel: 0656 3201 Telex: 49224
and Bridge Street, Church, Near Accrington, Lancs BB5 4HU, England. Tel: Accrington 385011-3
Group Head Office: American Hoist International Corporation, St. Paul, Minnesota 55107, U.S.A. Telex: 297-432

PUBLICOM



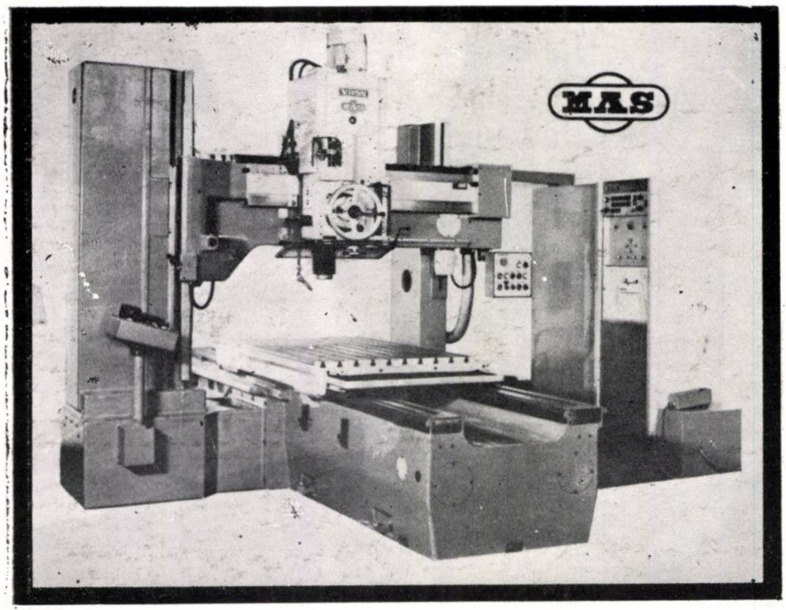
Marca MAS - un simbol al maşinilor speciale şi automate, al maşinilor de găurit în coordonate

VR 5 N

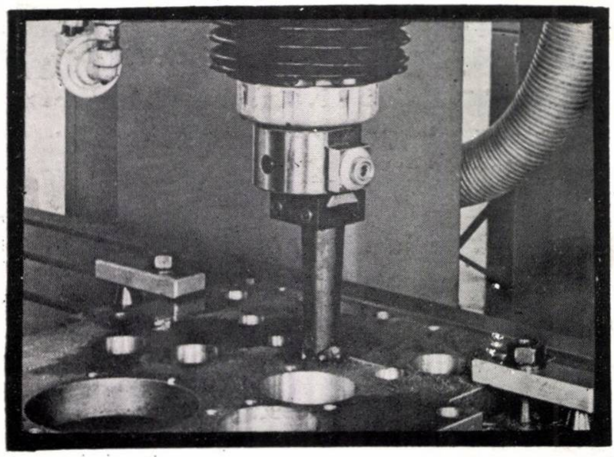
cu sistem de comandă numerică

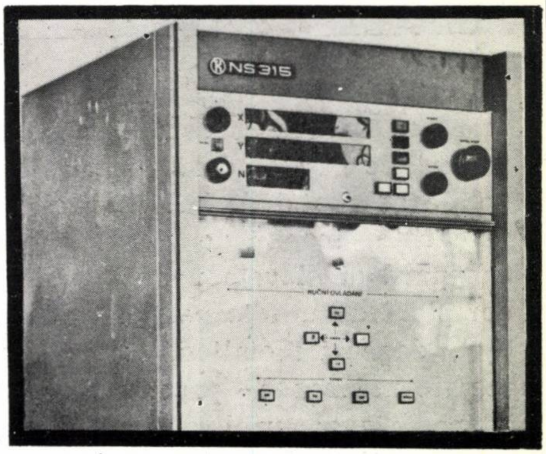
NS 315

■ Posibilităţi variate de utilizare în special în producţia de serie mică şi serie mijlocie. ■ Mînuire simplă. ■ Stabilirea automată a două coordonate cu ajutorul comenzii numerice se face simultan. Adîncimea găurii este comandată de limitatoarele de cursă cu ajutorul unui tambur program cu 20 de poziţii. ■ Schimbarea manuală a sculelor. ■ Două modalităţi de memorizare a informaţiilor pentru comandă prin intermediul benzii perforate şi prin preselecţie ■ Reglarea rotaţiilor şi a avansurilor cu ajutorul unui tambur al limitatoarelor de cursă cu 20 de poziţii. ■ Posibilitate de intervenţie manuală în oricare moment al programului. ■ Variate accesorii speciale.



●Diametrul maxim al găurii în oţel masiv cu rezistenţa 600 MPa (60 kgf/mm^2)	50 mm
●Filet maxim în oţel cu rezistenţa 600 MPa (60 kgf/mm^2)	M 30
●Distanţa între coloane	1 600 mm
●Distanţa maximă/minimă a capătului axului de masă	1 030/0 mm
●Numărul de rotaţii al axului:	
- numărul de trepte	16
- intervalul	28 – 2 500 rot/min
●Conul axului	con cu inclinaţie mare 40
●Avansul axului:	
- numărul de trepte	16
- intervalul	0,05 – 2 rot/min
●Precizia de reglare a coordonatelor	± 0,02 mm





Strojimport AG

Vinohradská 184, 13052 Praga 3 Cehoslovacia, Telex: Praga 122241 STIM C

Aşteptăm cu plăcere vizita dv. în perioada celei de-a XVIII-a ediţii a "Tîrgului internaţional se maşini - Brno'76", între 15 şi 23 sep 1976.

PUBLICOM

BUCUREŞTI'76

ROMANIA

5—10 septembrie 1976

CONGRES INTERNAŢIONAL DE TURNĂTORIE
CONGRÈS INTERNATIONAL DE FONDERIE
INTERNATIONAL FOUNDRY CONGRESS
INTERNATIONALER GIESSEREIKONGRESS

- **cercetare — tehnologie — progres**
- **recherche — technologie — progrès**
- **research — technology — progress**
- **forschung — technologie — fortschritt**

este tema acestui congres organizat de către Consiliul Naţional al Inginerilor şi Tehnicienilor din România (CNIT), sub egida Comitetului Internaţional al Asociaţiilor Tehnice de Turnătorie (CIATF).

est le thème de ce congrès organisé par le Conseil National des Ingénieurs et des Techniciens de Roumanie (CNIT), sous l'égide du Comité International des Associations Techniques de Fonderie (CIATF).

is the theme of this Congress organized by the National Council of Engineers and Technicians of Romania (CNIT), under the auspices of the International Committee of Foundry Technical Associations (CIATF).

ist das Thema des vom Nationalrat der Ingenieure und Techniker von Rumänien (CNIT), zusammen mit dem Internationalen Komitee der technischen Giessereivereine (CIATF) organisierten Kongresses.

Adresa secretariatului Congresului:
INSTITUTUL DE CERCETĂRI ŞI PROIECTĂRI TEHNOLOGICE PENTRU SECTOARE CALDE (ICPTSC)
COMITETUL DE ORGANIZARE AL CONGRESULUI INTERNAŢIONAL DE TURNĂTORIE
Şos. Olteniţei 105 — Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bucureşti — România

Adresse du Secrétariat du Congrès:
INSTITUT TECHNOLOGIQUE POUR PROCÉDÉS À CHAUD (ICPTSC)
CONGRÈS DE FONDERIE — COMITÉ D'ORGANISATION
105, Şos. Olteniţei; Tél: 83 21 70
Télex: 11798 Calde r.
Bucarest — Roumanie

Address of the Congress Secretariat:
TECHNOLOGICAL INSTITUTE FOR HOT PROCESSES (ICPTSC)
FOUNDRY CONGRESS — ORGANIZING COMMITTEE
Şos. Olteniţei 105 — Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bucharest — Romania

Anschrift des Kongresssekretariates:
FORSCHUNGSINSTITUT FÜR WARMARBEITSVERFAHREN (ICPTSC)
GIESSEREIKONGRESS — ORGANISATIONSKOMITEE
Şos. Olteniţei 105; Tel: 83 21 70
Telex: 11798 Calde r.
Bukarest — Rumänien

M. I. C. M.

INTREPRINDEREA

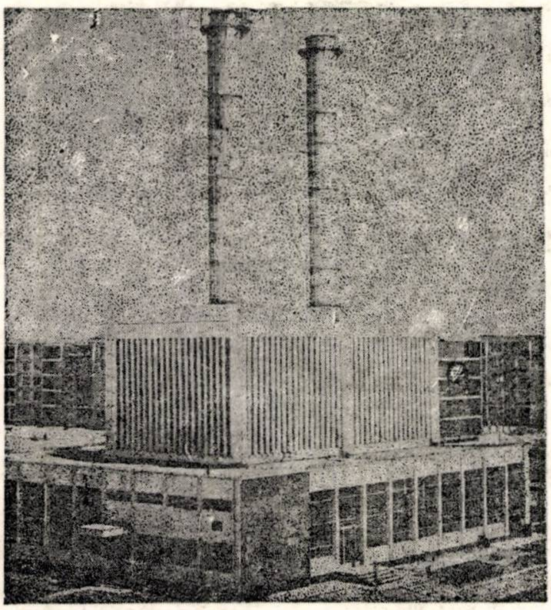
VULCAN

1976 NOV 02

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREŞT

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 035 t/h

- Cazane de apă caldă
  de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
  pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
  GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDATĂ 1904

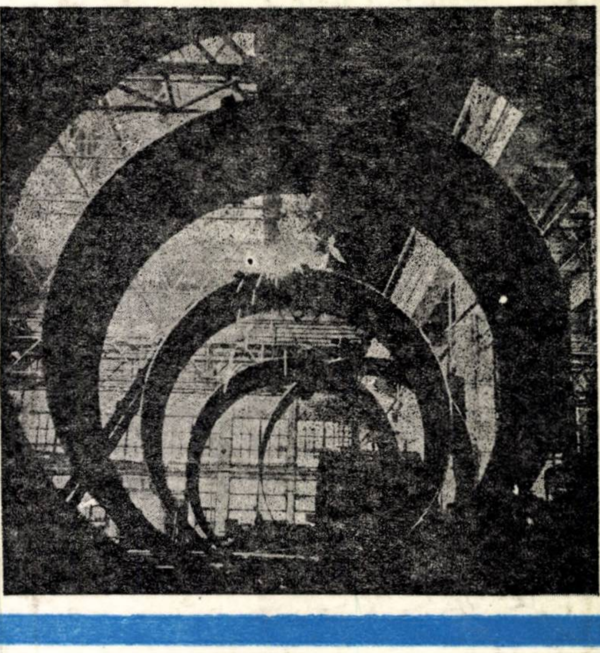
MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1, 5 şi 1, 9 t

*

In cei peste 70 ani de existenţă Intreprinderea VULCAN a acumulat o bogată experienţă tehnică, dispunînd de cadre cu înaltă calificare şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.



EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E 3279

R

REFERÁLVA

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

66

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

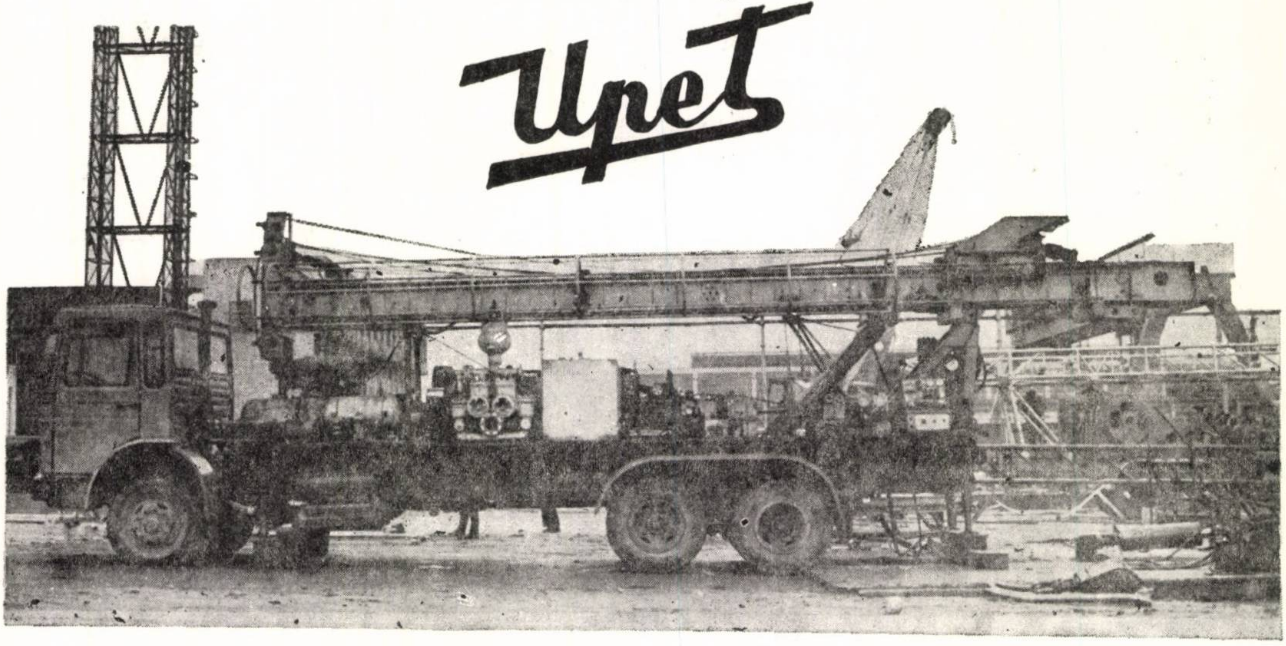
9

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 9 • SEPTEMBRIE 1976

INTREPRINDEREA DE UTILAJ PETROLIER

TÎRGOVIŞTE

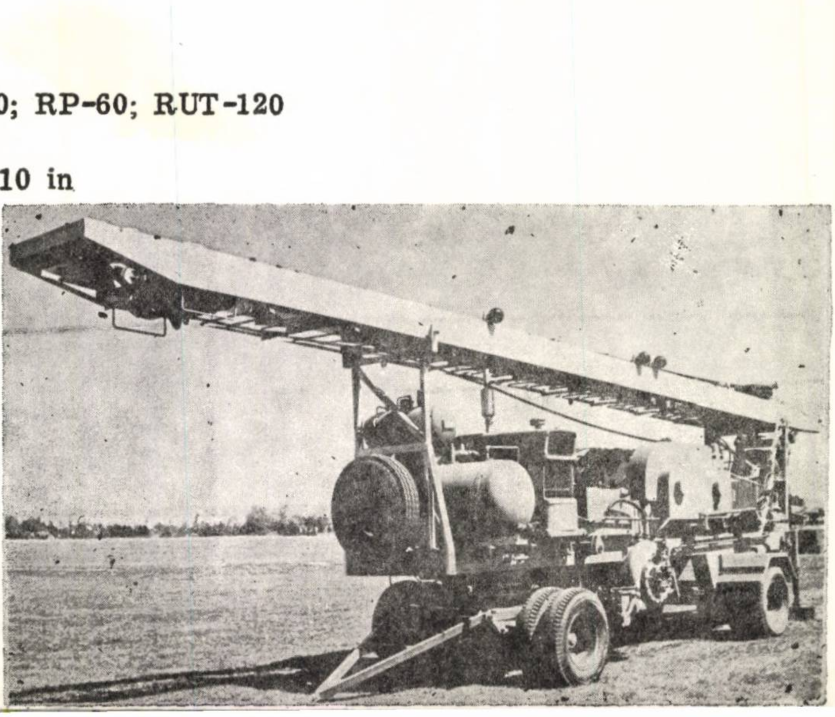
Upet



ESTE PROFILATA PENTRU EXECUTAREA URMATOARELOR

UTILAJE DE FORAJ:

- Instalaţii de foraj : FS-1C; FS-1TS; FS-32 SISU; F-50 ROMAN; T-50B; F-100
- Instalaţii de foraj ape : FA-10; FA-12,5; FA-20; FA-20/I; FA-32
- Instalaţii de intervenţie la sonde: IC-5M16; P-32 ROMAN; P-20 ROMAN; P-80
- Instalaţii de foraj în cariere: FA-60
- Racorduri şi reducţii pentru garnituri de foraj
- Lanţ rotary de 3" şi 4"
- Armături industriale de uz general, energetice, de reglaj de foraj extracţie etc.
- Automacarale de 55 tf
- Remorci : RA-12; RA-20; RP-40; RP-60; RUT-120
- Pompe de intervenţie 5 x 10 in
- Scule de foraj pentru toate instalaţiile ce se execută în întreprindere



ORSZÁGOS MŰSZAKI DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT KÖNYVTÁRA 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

ANUL XXVIII, Nr. 9, SEPTEMBRIE 1976

CUPRINS

FIABILITATEA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

CRIȘAN, I. : **Sensuri contemporane ale noțiunii de calitate.** 449

DUMITRESCU DOINA : **Conducerea activității de fiabilitate în întreprinderile constructoare de mașini.** 451

MOȚOIU, R. : **Aspecte ale folosirii distribuției Weibull în analiza duratei de viață a sistemelor tehnice.** 455

WIENER, UL., GHERGUȘ, N., DANCIU, C., TEODOREANU MIRELA : **Contribuții la perfecționarea prin cercetări de fiabilitate a aparatelor de măsură și control.** 457

NICOLESCU DOINA : **Organizarea în întreprinderea ,,Tractorul'' a activității de îmbunătățire a calității prin ridicarea fiabilității produselor.** 462

PETROV, V., NAGY, P. : **Eficiența analizei stabilității dinamice a caracteristicilor tehnice în procesul de îmbunătățire a fiabilității unui produs.** 466

DONEA, C., CRĂSNEANU, A., BIZDUNĂ, I., MOȚOIU, R., GHIȚĂ MARIA, BURDUBUȘ, FL. : **Aspecte privind determinarea indicatorilor de fiabilitate pentru locomotiva electrică 060—EA de 5100 kW.** 471

IONESCU, A., PARASCHIV, I., TÂRCOLEA, C. : **Rezerva de precizie — un factor determinant al valorilor indicatorilor fiabilității tehnologice la mașinile-unelte.** 476

DORIN, AL. : **Aspecte privind încercările accelerate la fiabilitate ale mașinilor unelte.** 479

IONESCU, A., PARASCHIV, I., PARASCHIV, V., DRIMER, D., TÂRCOLEA, C., PARIS, A., DIMITRESCU, D. : **Metodă de stabilire a criteriului de calcul al fiabilității tehnologice la mașinile-unelte.** 485

NICOLESCU DOINA : **Considerații privind aplicarea calculului de fiabilitate la tractoare.** 487

DEMIAN, TR., BANU, VAL., KOSTRAKIEVICI, S., GRECU, E. : **Stand pentru încercarea la fiabilitate a balanțelor semiautomate.** 490

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

---

Redactor : ȘERBAN TEODORESCU
Consultant științific: ing. RADU MOȚOIU ;

SUMAR

CZ: 338.062.18

Crişan, I. : **Sensuri contemporane ale noţiunii de calitate.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, p. 449

CZ: 658.562 ; 621

Dumitrescu Doina : **Conducerea activităţii de fiabilitate în întreprinderile constructoare de maşini.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, p. 451

CZ:658.562 : 62

Moţoiu, R. : **Aspecte ale folosirii distribuţiei Weibull în analiza duratei de viaţă a sistemelor tehnice.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, p. 455

CZ: 658.562 : 681.2

Wiener, Ul., Gherguş, N., Danciu, C., Teodoreanu Mirela : **Contribuţii la perfecţionarea prin cercetări de fiabilitate a aparatelor de măsură şi control.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 457

CZ: 338.062.18 : 658.562

Nicolescu Doina : **Organizarea în întreprinderea ,,Tractorul" a activităţii de îmbunătăţire a calităţii prin ridicarea fiabilităţii produselor.**

Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 9, p. 462

CZ: 658.562

Petrov, V. Nagy, P. : **Eficienţa analizei stabilităţii dinamice a caracteristicilor tehnice în procesul de îmbunătăţire a fiabilităţii unui produs.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 466

CZ: 658.562 : 621.335.2

Donea, C., Crăsneanu, A., Bizdună, I., Moţoiu, R., Ghiţă Maria, Burdubuş, Fl. : **Aspecte privind determinarea indicatorilor de fiabilitate pentru locomotiva electrică 060—EA de 5100 kW.**

Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 9, p. 471

CZ: 658.562 : 621.9

Ionescu, A., Paraschiv, I., Târcolea, C. : **Rezerva de precizie — un factor determinant al valorilor indicatorilor fiabilităţii tehnologice la maşinile-unelte.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 476

CZ: 658.562.001.2 : 621.9

Dorin, Al :. **Aspecte privind încercările accelerate la fiabilitate ale maşinilor-unelte.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 479

CZ: 658.562 : 621.9

Ionescu, A., Paraschiv. I., Paraschiv, V., Drimer, D., Târcolea, C., Paris, A., Dimitrescu, D. : **Metodă de stabilire a criteriului de calcul al fiabilităţii tehnologice la maşinile-unelte.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, p. 485

CZ: 658.562.001.2 : 629.114.2

Nicolescu Doina : **Consideraţii privind aplicarea calculului de fiabilitate la tractoare.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 487

CZ: 658. 562 : 681.26

Demian, Tr., Banu, Val., Kostrakievici, S., Grecu, E. : **Stand pentru încercarea la fiabilitate a balanţelor semiautomate.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, p. 490

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : 8 lei.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1278

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

OCNTENTS

DC: 338.062.18
Crișan, I: **Contemporary senses of the quality notion.**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 449

DC: 658.562 : 621
Dumitrescu Doina: **Management of reliability activity within the machine constructing enterprises.**
Construcția de mașini. 28(1976), nr. 9, p. 451

DC: 658.562 : 62
Moțoiu, R.: **Aspects of using the Weibull distribution in the lifetime analysis of technical systems**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 455

DC: 658.562 : 681.2
Wiener, Ul., Gherguș, N., Danciu, C., Teodoreanu Mirela: **Contributions to the improvement of measuring and control devices through reliability research.**
Construcția de mașini, 2E (1976), nr. 9, p. 457

DC: 338.062.18 : 658.562
Nicolescu Doina: **Organisation within the enterprise ,,Tractorul'' of the quality improvement activity by increasing product reliability.**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 462

DC: 658.562
Petrov, V., Nagy, P.: **Analysis efficiency of dynamical stability of the technical characteristics within the process of improving product reliability.**
Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 9, p. 466

DC: 658.562 : 621.335.2
Donea, C., Crăsneanu, A., Bizdună, I., Moțoiu, R., Ghiță Maria., Burdubuș, Fl.: **Aspects concerning the determination of reliability indicators of the electric locomotive 060—EA of 5100 kW.**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 471

DC: 658.562.001.2 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Târcolea, C.: **The accuracy margin, a determining factor for the parameter values of technological reliability of machine-tools.**
Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 9, p. 476

DC: 658. 562 : 621.9
Dorin, Al.: **Aspects concerning the accelerated reliability tests on machine-tools.**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 479

DC: 658.562.001.2 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Paraschiv, V., Drimer, D., Târcolea, C., Paris, A., Dimitrescu, D.: **Method for establishing a calculus criterion for machine-tools technological reliability.**
Construcția de mașini, 28(1976), nr. 9, p. 485

DC: 658.562.001.2 : 629.114.2
Nicolescu Doina: **Considerations concerning the application of reliability calculus for tractors.**
Construcția de mașini 28(1976), nr. 9, p. 487

DC: 658.562 : 681.26
Demian, Tr., Banu, Val., Kostrakievici, S., Grecu, E.: **Test stand for halfautomated balance reliability.**
Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 9, p. 490

ATTENTION!

Foreign readers may subscribe through ILEXIM Serviciul export-import presă. Calea Griviței nr. 64—66. POB 2001; telex 011226, 7000 București.

SOMMAIRE

CD: 338.062.18
Crișan, I.: **Directions contemporaines de la notion de qualité.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 449

CD: 568.562 : 621
Dumitrescu Doina: **Tendances de l'activité de fiabilité dans les entreprises de constructions mécaniques.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 451

CD: 658.562 : 62
Moțoiu, R.: **Quelques aspects de l'emploi de la distribution Weibull dans l'analyse de la durée de vie des systèmes techniques.**
Construcția de mașini, 28 (1976), no. 9, p. 455

CD: 658.562 : 681.2
Wiener, Ul., Gherguș, N., Danciu, C., Teodoreanu Mirela: **Contributions au perfectionnement des appareils de mesure et de contrôle par des recherches sur la fiabilité.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 457

CD: 338.062.18 : 658.562
Nicolescu Doina: **Organisation à l'usine ,,Tractorul'' de Brașov de l'activité de perfectionnement de la qualité par le soin de renforcer la fiabilité des produits.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 462

CD: 658.562
Petrov, V., Nagy, P.: **Efficience de l'analyse de la stabilité dynamique des caractéristiques techniques dans le processus d perfectionnement de la fiabilité des produits.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 466

CD: 658.562 : 621.335.2
Donea, C., Crăsneanu, A., Bizdună, I., Moțoiu, R., Ghiță Maria., Burdubuș, Fl.: **Quelques aspects de l'activité de détermination des indicateurs de fiabilité de la locomotive électrique 060—EA de 5100 kW.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 471

CD: 568.562 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Târcolea, C.: **La marge de précision, facteur déterminant des valeurs des indicateurs de fiabilité technologique des machines-outils.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 476

CD: 658.562.001. 2 : 621.9
Dorin, Al.: **Aspects des recherches accélérées sur la fiabilité des machines-outils.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9. p. 479

CD: 658.562 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Paraschiv, V., Drimer, D., Târcolea, C., Paris, A., Dimitrescu, D.: **Méthode de détermination des critères de calcul de la fiabilité technologique des machines-outils.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 485

CD: 658.562.001.2 : 629. 114.2
Nicolescu Doinak **Considérations sur l'application du calcul à la fiabilité des tracteurs.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 487

CD: 658.562 : 681.26
Demian, Tr., Banu, Val., Kostrakievici, S., Grecu, E.: **Stand pour les essais de détermination de la fiabilité des balances semi-automatiques.**
Construcția de mașini, 28(1976), no. 9, p. 490

ATTENTION!

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM Serviciul export-import presă. Calea Griviței nr. 64—66. POB 2001; telex 011226, 7000 București.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 338.062.18
Crişan, I. : **Zeitgenössische Sinnen des Gütebegriffs.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 9, S. 449

DK : 658.562 :621
Dumitrescu Doina : **Die Leitung der Zuverlässigkeit in den Maschinenbaubetrieben.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 451

DK : 658.562 : 62
Moţoiu, R. : **Aspekte der Verwendung der Weibull Streuung in der Lebensdauers von technischen Systemen.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 9, S. 455

DK : 658.562 :681.2
Wiener, Ul., Gherguş, N., Danciu, C., Teodoreanu Mirela : **Beiträge zur Vervollkommnung von Mess-und Kontrollgeräten durch Zuverlässigkeitsforschungen.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 457

DK : 338.062.18 : 658.562
Nicolescu Doina : **Die Organisierung in der Unternehmen ,,Tractorul'' der Tätigkeit für Qualität sverbesserung durch Erhöhung der Erzeugniszuverlässigkeit.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 9, S. 462

DK : 658.562
Petrov, V., Nagy, P. : **Analyserwirksamkeit der dynamischen Stabilität von technischen Kennzeichen im Verbesserungsvorgang der Erzeugniszuverlässigkeit.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 466

DK : 658.562 : 621.335.2
Donea, C., Crăsneanu, A., Bizdună, I., Moţoiu, R., Ghiţă Maria, Burdubuş, Fl. : **Aspekte der Bestimmung der Zuverlässigkeitsanzeiger für die Elektro-lokomotive 060—Ea von 5100 kW.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 471

DK : 658.562.001.2 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Târcolea, C : **Der Genauigkeitsvorrat-ein Bestimmungsfaktor der Anzeigerwerte der technologischen Zuverlässigkeit bei den Werkzeugmaschinen.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 476

DK : 658.562 : 621.9
Dorin, Al. : **Aspekte der beschleunigten Zuverlässigkeitsversuche an Werkzeugmaschinen.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 479

DK : 658.562 : 621.9
Ionescu, A., Paraschiv, I., Paraschiv, V., Drimer, D., Târcolea, C., Paris, A., Dimitrescu, D. : **Bestimmungsmethode des Ermittlungskriterium der technologischen Zuverlässigkeit bei den Werkzeugmaschinen.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 485

DK : 658.562 : 621.9
Nicolescu Doina : **Betrachtungen über die Anwendung von Zuverlässigkeitsberechnungen bei Traktoren.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 487

DK : 658.562 : 681.26
Demian, Tr., Banu, Val., Kostrakievici, S., Grecu, E. : **Versuchsstand für Zuverlässigkeit halbautomatischer Waagen.**
Construcţia de maşini, 28(1976), Nr. 9, S. 490

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM- Serviciul export-import presă. Calea Griviţei nr. 64—66. Postschliessfach 2001. Fernschreiben 011226, 7000 Bucureşti

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 338.062.18
Кришан, И.: **Современные направления качественного познания.**
Construcţia de maşini, 28 (1976) nr. 9, стр. 449

ДК : 658.562 : 621
Думитреску Дойна: **Управление безопасной деятельности в работу машиностроительных предприятиях.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 9, стр. 451

ДК : 658.562 : 62
Моцою, Р.: **Виды употребления размещения Weibull в анализе срока жизни технических систем.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, стр. 455

ДК : 658.562 : 681.2
Винэр, Ул., Гергуш, Н., Данчу, К., Теодореану Мирела: **Вклады по уверщенствованию сквозь исследования безопаности в работу измерительно-контрольных приборов.**
Construcţia de maşini 28 (1976), nr. 9, стр. 457

ДК : 338 062.18 : 658.562
Николеску Дойна: **Устройство в предприятие, ,,Tractorul'' улучшенной деятельности качества с помощью повышения безопасности в работу изделий.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr 9, стр. 462

ДК : 658.562
Петров, В., Ноги., П. : **Эффективность анализа динамической устойчивости технических паспортов в процессе улучшения безопаности в работу изделия.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, стр. 466

ДК : 658.562 :621.335.2
Донеа, К., Крэснеану, А , Биздунэ, И., Моцою, Р., Гицэ Мария, Бурдубуш, Фл,: **Виды относящийся к определению индикаторов безопасности в работу для электровоза 060-ЕА от 5100 кв.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, стр. 471

ДК : 658,562 : 621.9
Ионеску, А., Параскив, И., Тырколеа, К.: **Запасточности-решающий фактор стоимостей индикаторов технологическом безопасности в работу станков.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9 стр. 476

ДК : 658.562 : 621.9
Дорин, Ал.: **Виды относящиися к ускоренным испытаниям у безопасности в работу станков.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9, стр. 479

ДК : 658.562.001.2 : 621.9
Ионеску, А., Параскив, И., Параскив, В., Дример, Д., Тырколеа, К., Парис, А., Димитреску, Д.: **Метод установления критерия исчисления технологической безопасности в работу у станков.**
Construcţia de maşini, 28(1976), nr. 9. стр. 485

ДК : 658.62.001.2 : 629.114.2
Николеску Дойна: **Соображения относяшийся к накладыванию безопасности в работу у тракторов.**
Construcţia de maşini, 28(1976) nr. 9, стр. 487

ДК : 658.562 : 681.26
Демиян, Тр., Бану, Вал., Костакиевич, С., Греку, Е.: **Стэнд для испытания безопаности в работу полуавтоматических весов.**
Construţia de maşini, 28 (1996), nr. 9, стр. 490

Внимание!

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. Calea Griviţei nr. 64—66, P.O.B. 2001, telex 011226—7000, Bucureşti

FIABILITATEA ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

CZ: 338.062.18

Sensuri contemporane ale noţiunii de calitate

Ion **CRIŞAN** – Director general al Institutului central de cercetări pentru construcţia de maşini – Bucureşti

Publicînd un număr destinat exclusiv problemelor de fiabilitate în industria mecanică, revista „Construcţia de maşini" caută să scoată în evidenţă o dată mai mult unele preocupări actuale ale activităţii de cercetare şi dezvoltare din întreprinderile, institutele şi catedrele universitare de specialitate, orientate pe coordonatele definitorii ale revoluţiei tehnico-ştiinţifice contemporane, pe sarcinile majore pe care Congresul al XI-lea al P.C.R. le-a pus în faţa constructorilor de maşini.

Urmărind schimbările rapide pe care tehnologia contemporană le aduce nu numai în rezultatele materiale ci şi în fundamentul de idei pe care se construieşte concepţia inginerească, nu se poate să nu observăm — ca un semn caracteristic gîndirii tehnice actuale — lărgirea considerabilă a conţinutului noţiunii de calitate. *Pornind de la simpla înşiruire de parametri, care defineau în trecut calitatea unei maşini sau a unui echipament, precizîndu-i principalele caracteristici de natură funcţională, convenim astăzi să înţelegem prin* calitate *un ansamblu de date de natură să ne informeze cît mai complet asupra modului în care produsul respectiv corespunde cerinţelor societăţii. Evident, funcţionalitatea unui produs rămîne o condiţie calitativă de bază. Totuşi, în aprecierea calităţii nu putem face abstracţie de aspectele de* eficienţă economică *: între cheltuielile necesare fabricării produsului şi aspectele economice ale utilizării lui trebuie să existe raporturi favorabile, altfel calitatea lui nu corespunde. Calitatea unui produs trebuie să reflecte de asemenea influenţa acestuia asupra mediului : astăzi nu putem aprecia ca satisfăcătoare calitatea unui produs dacă acesta nu respectă anumite condiţii de protecţie a ambianţei. Iată deci calitatea măsurabilă pe cel puţin trei coordonate (funcţionalitate, eficienţă economică, influenţa asupra mediului) ; o putem deci reprezenta ca un punct în acest spaţiu tridimensional.*

Tehnica a făcut un pas mare înainte atunci cînd a început să se preocupe atent de variaţia în timp *a parametrilor de calitate, demonstrînd posibilităţile de experimentare obiectivă a acesteia cu ajutorul calculelor probabilistice. Intradevăr, fiecare din grupele de caracteristici la care ne-am referit sînt* funcţii de timp. *Variază în timp caracteristicile de funcţionalitate. Eficienţa economică este negativă în perioada fabricaţiei produsului şi trebuie să treacă prin zero undeva pe durata de viaţă a produsului. În acelaşi timp noxele emise de maşină pot creşte într-o măsură mai mare sau mai mică. Iată deci calitatea unui produs reprezentabilă ca o traiectorie probabilă în spaţiul tridimensional considerat. Mai concret ne putem imagina noţiunea de calitate definită printr-o matrice de stări a sistemului prin care este reprezentat produsul. Pe verticală am înscris diferitele caracteristici, pe orizontală valoarea acestor caracteristici în diferite momente succesive.*

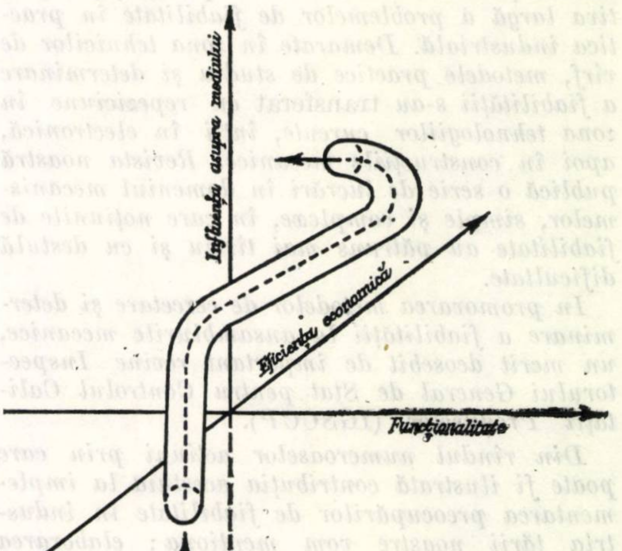


Fig. 1. Traiectoria calităţii

	t	t+1	t+2
Funcţionalitate			
Eficienţă economică			
Influenţa asupra mediului			

Fig. 2. Matricea calităţii

Pornind de la o accepție largă a noțiunii de calitate, teoria fiabilității a introdus noțiuni care caută să exprime din ce în ce mai sintetic, dar cît mai complet și cît mai obiectiv, variația în timp a calității unei mulțimi de produse de un anumit fel. Noțiunile uzuale media timpului de bună funcționare (MTBF), probabilitate de defectare, mentenabilitate, disponibilitate, intră în această categorie. Este de așteptat ca pe măsură ce evoluția tehnică va conduce la produse tot mai complexe, destinate unor utilizări din ce în ce mai specifizate, gama parametrilor de fiabilitate să fie și ea considerabil extinsă.

Am apreciat că aceste sumare imagini teoretice ar putea sublinia locul important, perspectiva largă a problemelor de fiabilitate în practica industrială. Demarate în zona tehnicilor de vîrf, metodele practice de studiu și determinare a fiabilității s-au transferat cu repeziciune în zona tehnologiilor curente, întîi în electronică, apoi în construcțiile mecanice. Revista noastră publică o serie de lucrări în domeniul mecanismelor, simple și complexe, în care noțiunile de fiabilitate au pătruns mai tîrziu și cu destulă dificultate.

In promovarea metodelor de cercetare și determinare a fiabilității la ansamblurile mecanice, un merit deosebit de important revine Inspectorului General de Stat pentru Controlul Calității Produselor (IGSCCP).

Din rîndul numeroaselor acțiuni prin care poate fi ilustrată contribuția acestuia la implementarea preocupărilor de fiabilitate în industria țării noastre vom menționa: elaborarea cadrului legal pentru dezvoltarea acestei activități (decretul 282/1973 și 686/1973), organizarea unui amplu sistem de formare și reciclare a specialiștilor în aceste probleme, coordonarea acțiunii de revizuire a corpului de standarde prin care sînt normate problemele controlului statistic al calității și fiabilității și, nu în ultimul rînd, participarea competentă a inspectorilor la toate comisiile de omologare a produselor.

Trebuie să subliniem de asemenea contribuția colectivului de control al calității din Ministerul Industriei Construcțiilor de Mașini, din inițiativa căruia au fost elaborate primele planuri de măsuri pentru extinderea și adîncirea preocupărilor de fiabilitate în *industria mecanică și din partea căruia s-a exercitat în acest sens o competentă îndrumare.*

Articolele din acest număr al revistei nu acoperă desigur decît în mică parte tematica largă a problemelor actuale de fiabilitate, totuși ele reprezintă prin conținut și țintă un util schimb de experiență. Prezentînd strategia de abordare și promovare a studiilor de fiabilitate în întreprinderi, articolul introductiv demonstrează în mod sugestiv caracterul multilateral al acestor preocupări, necesitatea pregătirii din timp a cadrului organizatoric și conceptual pentru cuprinderea tuturor funcțiilor pe care le implică un program de fiabilitate, *de la alegerea produselor și definirea defectelor, la stabilirea modului de obținere a informațiilor, la instituționalizarea aplicării deciziilor rezultate din concluziile studiilor de fiabilitate ș.a.*

Lucrările de pînă acum, în special cele elaborate sau executate în colaborare cu Institutul de cercetări și proiectări tehnologice pentru industria construcțiilor de mașini, institut coordonator de problemă în industria mecanică din cadrul Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini, confirmă faptul că din punct de vedere metodologic s-a acumulat suficientă experiență pentru abordarea studiilor de fiabilitate pentru orice produs, independent de complexitatea lui. În acest sens trebuie interpretate rezultatele prezentate în revistă privind determinarea indicatorilor de fiabilitate la tractoare, locomotive electrice, mașini-unelte, aparate de măsură.

Merită de asemenea o subliniere preocupările privind problema contractării timpului *în încercările de fiabilitate, asupra căreia unele din articolele publicate (de exemplu în domeniul mașinilor-unelte) demonstrează progrese interesante, susceptibile, de generalizări ulterioare. Unele din lucrările prezentate, care rezolvă în mod complex problema fiabilității unui anumit produs, incluzînd în soluționare și proiectarea și realizarea instalațiilor de încercări, de exemplu cea referitoare la aparate de măsură, reprezintă* rezolvări model *care pot orienta concret aplicații similare. În fine, unele articole cu caracter teoretic întregesc aspectele problemei tratate.*

Să subliniem în încheiere că ceea ce prezintă acest număr al revistei „Construcția de mașini" în domeniul fiabilității ansamblurilor mecanice nu marchează decît un modest început că atît în direcțiile prezentate în articole cît și asupra mulțimii celorlalte produse ale industriei constructoare de mașini se impune ca în întreprinderi și în institute, sub conducerea cadrelor de concepție tehnică, să se desfășoare într-un ritm mai accelerat lucrări ample de fiabilitate. Numărul de față al revistei își va fi îndplinit misiunea dacă va servi ca îndreptar și stimulent în aceasă direcție.

◆

CZ: 658.562: 621

Conducerea activității de fiabilitate în întreprinderile constructoare de mașini

Doina **DUMITRESCU** – Institutul de cercetări și proiectări de automatizare (IPA) – București

Evoluția noțiunii de calitate în conjunctura modernă a dezvoltării tehnicii mondiale este legată de creșterea importanței rentabilității și economicității produselor industriale. Legarea noțiunii de calitate de noțiunea de rentabilitate și economicitate a făcut ca activitatea control a calității produselor să evolueze către un sistem complex, care inevitabil și-a alăturat conceptul de fiabilitate ca însușire obligatorie. Caracterul complex și acțiunea comună a acestor două activități—control și fiabilitate—intervenția în toate etapele de elaborare ale produsului au condus la necesitatea adoptării unor tactici, strategii, metode și mijloace practice, utilizate în vederea realizării obiectivelor legate de calitatea și fiabilitatea produselor. Se poate spune deci că această activitate este de fapt o politică de calitate și fiabilitate, și că astăzi aceste două noțiuni nu se mai pot despărți. Ne propunem să definim unele probleme mai importante legate de politica de fiabilitate, de direcțiile ei, de domeniile de acțiune, de abilitățile necesare în vederea atingerii unor obiective dinainte stabilite, de tendințele actuale în aplicarea acestei politici, precum și de modul de implementare a acestei activități în întreprinderile constructoare de mașini din țara noastră.

Sarcina realizării fiabilității produselor trebuie să preocupe toate nivelurile de activitate, toate compartimentele, toate serviciile. De aici rezultă necesitatea ca politica conducerii în ce privește fiabilitatea să fie binecunoscută de toți factorii interesați. Trebuie ca fiecare compartiment să aibă directive și metode precise de activitate care să fie centralizate într-un document unic privind politica de fiabilitate, condusă și controlată de o autoritate centrală, cu rol de element regulator în schema structurală de organizare. Întrucît activitățile de control și fiabilitate sînt paralele și de nedespărțit, se remarcă că schema structurală de organizare și realizare a fiabilității produselor este identică cu schema de organizare și realizare a calității.

Legătura inversă din schema prezentată în figura 1 realizează semnalarea abaterilor constatate de controlul final al fiabilității privind indicatorii de fiabilitate, față de mărimea lor prescrisă ca element de intrare. Această semnalare acționează prin introducerea elementului regulator cu comenzi de corectare a funcționării sistemului. Se remarcă faptul că pentru a comanda efectiv o anumită valoare a mărimii de ieșire nu este suficient să se dea o anumită valoare mărimii de intrare, ci trebuie controlat

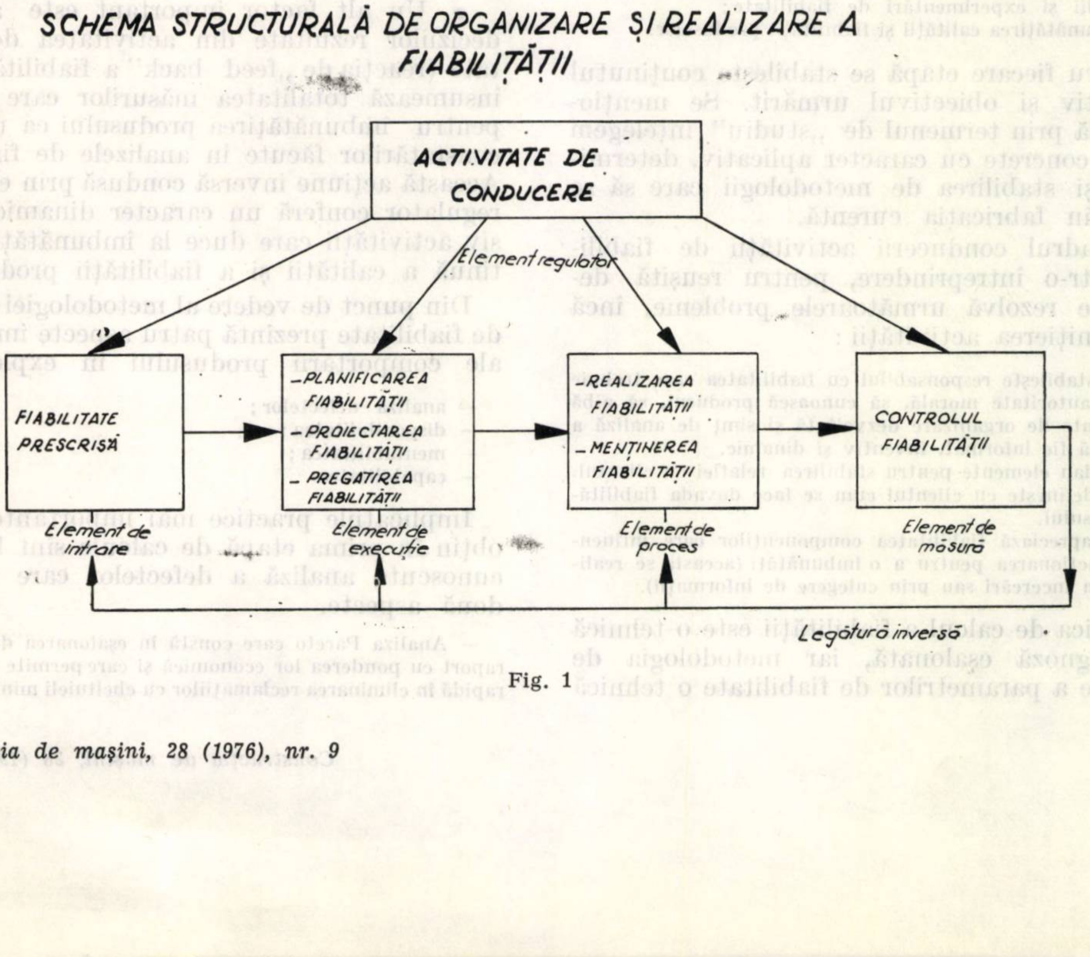

SCHEMA STRUCTURALĂ DE ORGANIZARE ȘI REALIZARE A FIABILITĂȚII
ACTIVITATE DE CONDUCERE
Element regulator
FIABILITATE PRESCRISĂ
-PLANIFICAREA FIABILITĂȚII
-PROIECTAREA FIABILITĂȚII
- PREGĂTIREA FIABILITĂȚII
-REALIZAREA FIABILITĂȚII
-MENȚINEREA FIABILITĂȚII
CONTROLUL FIABILITĂȚII
Element de intrare
Element de execuție
Element de proces
Element de măsură
Legătură inversă

Fig. 1

modul în care ordinul dat a fost îndeplinit şi să se intervină în consecinţă ; este ceea ce se cunoaşte sub denumire de acţiunea de „feed back".

În cazul întreprinderilor noastre locul grupului de fiabilitate este în cadrul serviciului în stare să asigure calitatea şi fiabilitatea, deci a serviciului CTC. Grupul de fiabilitate trebuie să acţioneze ca un stat major pe lîngă direcţia de conducere şi să păstreze legătura cu toate serviciile interesate în obţinerea fiabilităţii. Trebuie să depindă de directorul general sau de inginerul de calitate şi nu de directorul responsabil cu producţia.

Documentul central asupra politicii de fiabilitate este, la nivelul unui departament, al unei centrale sau al unei întreprinderi, un „Program de fiabilitate şi îmbunătăţire a calităţii produselor industriale" din ramura respectivă, cu alte cuvinte un plan de funcţionare a activităţii, care asigură competitivitatea produsului şi renumele întreprinderii, exprimînd siguranţa lui în funcţionare şi garantînd prin calitatea produsului, disponibilitatea şi reparabilitatea lui.

Acest program se desfăşoară pe etape şi conţine următoarele indicaţii :

— scopuri şi obiective propuse ;
— responsabilităţi ;
— modul de organizare ;
— metodele de lucru ;
— informarea conducerii.

Etapele de defăşurare a activităţii de fiabilitate sînt următoarele :

— studiul preliminar de fiabilitate care defineşte produsele, metodologia şi ordinea prioritară de rezolvare ;
— realizarea de standuri de probă (de fiabilitate) ;
— analiza de capabilitate a tehnologiei de fabricaţie ;
— studii şi experimentări de fiabilitate ;
— îmbunătăţirea calităţii şi fiabilităţii produselor.

Pentru fiecare etapă se stabileşte conţinutul orientativ şi obiectivul urmărit. Se menţionează că prin termenul de „studiu" înţelegem lucrări concrete cu caracter aplicativ, determinarea şi stabilirea de metodologii care să se aplice în fabricaţia curentă.

În cadrul conducerii activităţii de fiabilitate într-o întreprindere, pentru reuşită deplină se rezolvă următoarele probleme, încă de la iniţierea activităţii :

— Se stabileşte responsabilul cu fiabilitatea care trebuie să fie o autoritate morală, să cunoască produsul, să aibă o capacitate de organizare dezvoltată şi simţ de analiză a datelor, să fie informat, inventiv şi dinamic.

— Se dau elemente pentru stabilirea relaţiei cu clientul.

— Se defineşte cu clientul cum se face dovada fiabilităţii produsului.

— Se apreciază fiabilitatea componenţilor care influenţează funcţionarea pentru a o îmbunătăţi (aceasta se realizează prin încercări sau prin culegere de informaţii).

Tehnica de calcul a fiabilităţii este o tehnică de prognoză eşalonată, iar metodologia de estimare a parametrilor de fiabilitate o tehnică de rutină cunoscută. Sînt însă dificultăţi în munca de început în aplicarea practică a acestora. Evidenţiem cîteva aspecte importante în această privinţă.

● Constituirea lotului de obiecte studiate este o problemă foarte importantă şi pentru aceasta sînt mai multe posibilităţi :

— Se alege un lot din fabricaţia curentă fără îngrijire specială, iar observaţiile vor pune în evidenţă starea de fapt a produselor de serie, inclusiv abaterile tehnologice.

— Se alege un lot trasor din fabricaţia curentă dar care se controlează în mod special să fie în conformanţă cu specificaţia tehnică din documentaţie.

— Este foarte important să se stabilească de la bun început un număr de obiecte care să reprezinte mulţimea cercetată, eşantionul de prelevare, dar atenţie ! În această fază există pericolul constituirii unor loturi de produse din raportările existente, ceea ce înseamnă lot în întregime format din obiecte defecte, situaţie care poate conduce la concluzii eronate.

● A doua problemă foarte importantă este definirea defectelor. Trebuie stabilit de comun acord între producător şi beneficiar care este avaria ce constituie defectul.

Noţiunea de defect poate fi legată de multe dintre însuşirile produsului, dar în general ea este legată de funcţionalitatea obiectului de disponibilitatea şi reparabilitatea lui, existînd altfel riscul de a evalua cifre nesemnificative pentru parametrii de fiabilitate. Din acest punct de vedere defectele se clasifică în grave şi minore sau uneori în mai multe clase.

● Politica de implementare a sistemului informaţional (de culegere a datelor) este de asemenea dificilă, de durată, şi ea trebuie eşalonată şi organizată cu perseverenţă, deoarece este o muncă cu oamenii, cu mentalitatea şi conştinciozitatea lor şi influenţează direct calculele de fiabilitate

● Un alt factor important este aplicarea deciziilor rezultate din activitatea de fiabilitate (reacţia de „feed back" a fiabilităţii, care însumează totalitatea măsurilor care se iau pentru îmbunătăţirea produsului ca urmare a constatărilor făcute în analizele de fiabilitate. Această acţiune inversă condusă prin elementul regulator conferă un caracter dinamic progresiv activităţii care duce la îmbunătăţirea continuă a calităţii şi a fiabilităţii produselor.

Din punct de vedere al metodologiei calculele de fiabilitate prezintă patru aspecte importante ale comportării produsului în exploatare.

— analiza defectelor ;
— disponibilitatea ;
— mentabilitatea ;
— capabilitatea.

Implicaţiile practice mai importante care se obţin în prima etapă de calcule sînt legate de cunoscuta analiză a defectelor care cuprinde două aspecte.

— Analiza Pareto care constă în eşalonarea defectelor în raport cu ponderea lor economică şi care permite intervenţia rapidă în eliminarea reclamaţiilor cu cheltuieli minime (fig. 2).

— Diagrama Ishikawa, care analizează cauzele de defectare, partajînd problemele de rezolvat funcţie de motivul care le-a provocat şi care în control este cunoscută ca metoda celor 6M (fig. 3).

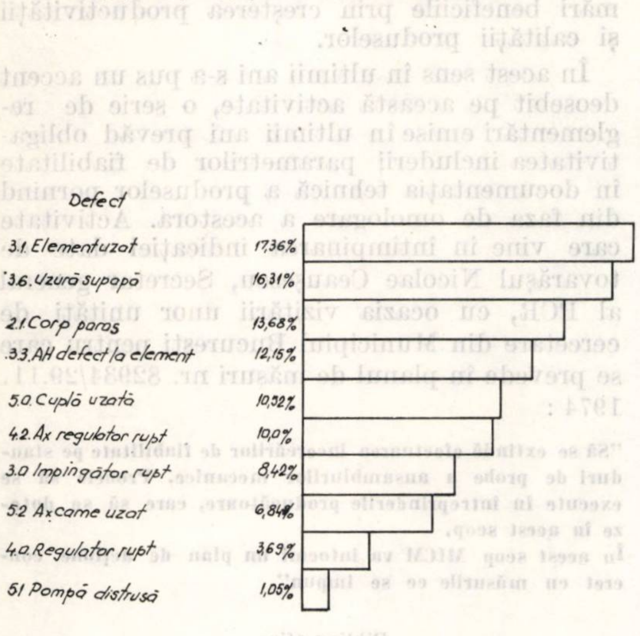


Fig. 2

Această primă etapă de calcule este deosebit de importantă, întrucît cu efort minim aduce îmbunătăţiri importante în viaţa produsului şi în relaţia producător-beneficiar.

Calculele de estimare a mediei de timp de bună funcţionare şi a intensităţii momentane de defectare sînt necesare pentru calificarea fiabilităţii produsului, dar în etapa actuală rezultatele mai importante ale activităţii de fiabilitate sînt legate de evaluarea coeficientului de disponibilitate a produsului (timpul efectiv în care acesta lucrează), de capacitatea produsului de a fi întreţinut şi reparat (mentabilitate) şi de capabilitatea fabricaţiei, care exprimă în ce măsură tehnologia de fabricaţie asigură precizia de execuţie a produsului.

În prezent în ţara noastră activitatea de fiabilitate nu a atins nivelul de dezvoltare necesar şi se desfăşoară aproape în exclusivitate în raport cu produsul finit în faza de exploatare sau uneori începînd cu faza de omologare.

În cadrul institutului de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini din Bucureşti s-au elaborat studii, standuri de probă şi analize de fiabilitate şi de capabilitate pentru produse ca: echipamente de injecţie, scule şi unelte pneumatice,

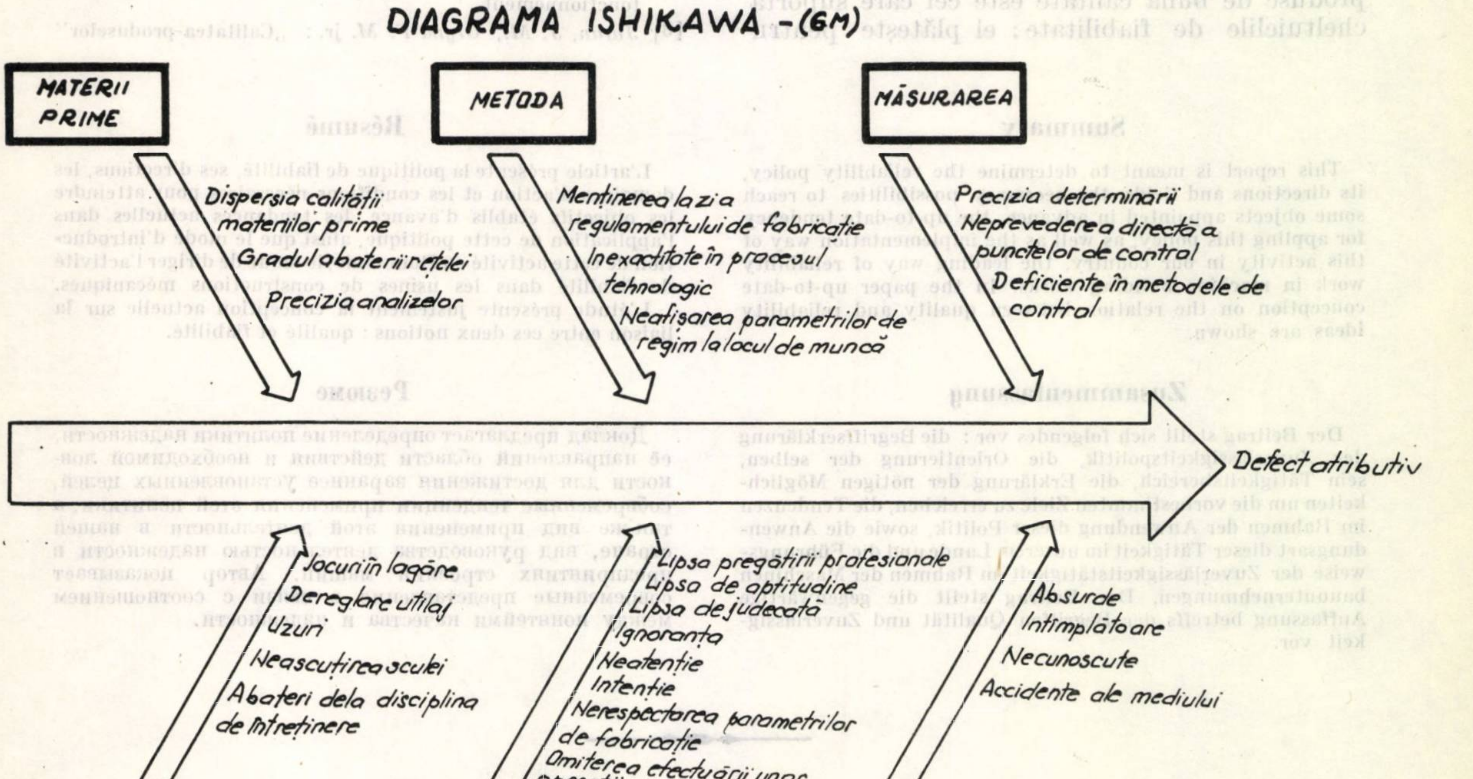


DIAGRAMA ISHIKAWA - (6M)
MATERII PRIME
Dispersia calităţii materilor prime
Gradul abaterii reţelei
Precizia analizelor
METODA
Menţinerea la zi a regulamentului de fabricaţie
Inexactitate în procesul tehnologic
Neafişarea parametrilor de regim la locul de muncă
MĂSURAREA
Precizia determinării
Neprevederea a directă a punctelor de control
Deficienţe în metodele de control
Defect atributiv
Jocuri în lagăre
Dereglare utilaj
Uzuri
Neascuţirea sculei
Abateri de la disciplina de întreţinere
MAŞINILE
Lipsa pregătirii profesionale
Lipsa de aptitudine
Lipsa de judecată
Ignoranţa
Neatenţie
Intenţie
Nerespectarea parametrilor de fabricaţie
Omiterea efectuării unor operaţii
MUNCITORUL
Absurde
Întîmplătoare
Necunoscute
Accidente ale mediului
MEDIUL

Fig. 3

locomotive (electrică şi diesel electrică), excavatoare hidraulice Castor, unităţi hidraulice cu pistoane axiale, inele sincron de la cutia de viteze ARO şi TV etc.

Se apreciază drept iminentă necesitatea extinderii activităţii de fiabilitate în conformitate cu schema structurală prezentată în figura 1.

În faţa cadrelor de specialitate şi a organului de conducere a activităţii de fiabilitate stă preocuparea pentru implantarea activităţii de fiabilitate în toate etapele pe care le parcurge un produs industrial (şi anume cercetare, studiu, proiectare precum şi procesul de fabricaţie) înainte ca acesta să ajungă la client.

Pentru ca politica de fiabilitate să se ducă cu succes, în faţa cadrelor inginereşti care trebuie să conducă şi să îndeplinească această activitate stă abilitatea de a realiza în întreprinderi înţelegerea şi demonstrarea faptului că primul interesat în toate aspectele activităţii de fiabilitate este producătorul care obţine avantaje materiale importante cum sînt :

- cheltuieli judicioase pentru ridicarea calităţii produselor ;
- cheltuieli mai mici în termen de garanţie ;
- estimarea fabricaţiei de piese de schimb ;
- controlul tehnologiei de fabricaţie ;
- bunul renume şi reclamă pentru firmă şi produsele ei.

În acelaşi timp beneficiarul care primeşte produse de bună calitate este cel care suportă cheltuielile de fiabilitate : el plăteşte pentru calitatea produselor cumpărate un preţ corespunzător.

Este firesc ca în etapa următoare politica de fiabilitate să fie dictată de relaţia fabricant-beneficiar, de tendinţa producătorului de a-şi mări beneficiile prin creşterea productivităţii şi calităţii produselor.

În acest sens în ultimii ani s-a pus un accent deosebit pe această activitate, o serie de reglementări emise în ultimii ani prevăd obligativitatea includerii parametrilor de fiabilitate în documentaţia tehnică a produselor pornind din faza de omologare a acestora. Activitate care vine în întîmpinarea indicaţiei date de tovarăşul Nicolae Ceauşescu, Secretar general al PCR, cu ocazia vizitării unor unităţi de cercetare din Municipiul Bucureşti pentru care se prevede în planul de măsuri nr. 82934/29.11. 1974 :

"Să se extindă efectuarea încercărilor de fiabilitate pe standuri de probe a ansamblurilor mecanice. Probele să se execute în întreprinderile producătoare, care să se doteze în acest scop.

În acest scop MICM va întocmi un plan de acţiune concret cu măsurile ce se impun".

Bibliografie

[1] *Chapouille, P., de Pazzis, R.* : ,,Fiabilité des systèmes''

[2] Bazovski, I. : Fiabilité, théorie et pratique de la sureté de fonctionnement.

[3] *Juran, J. M., Gryna F. M.* jr. : ,,Calitatea produselor''

Summary

This report is meant to determine the reliability policy, its directions and fields, the necessary possibilities to reach some objects appointed in advance, the up-to-date tendency for appling this policy, as well as the implementation way of this activity in our country, the leading way of reliability work in machine building works. In the paper up-to-date conception on the relation between quality and reliability ideas are shown.

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt sich folgendes vor : die Begriffserklärung der Zuverlässigkeitspolitik, die Orientierung der selben, sein Tätigkeitsbereich, die Erklärung der nötigen Möglichkeiten um die vorbestimmten Ziele zu erreichen, die Tendeuzen im Rahmen der Anwendung dieser Politik, sowie die Anwendungsart dieser Tätigkeit im unserem Lande und die Führungsweise der Zuverlässigkeitstätigkeit im Rahmen der Maschinen bauunternehmungen. Der Beitrag stellt die gegenwärtige Auffassung betreffs der Begriffen Qualität und Zuverlässigkeit vor.

Résumé

L'article présente la politique de fiabilité, ses directions, les domaines d'action et les conditions nécesaires pour atteindre les objectifs établis d'avance, les tendances actuelles dans l'application de cette politique, ainsi que le mode d'introduction de cette activité en Roumanie, le mode de diriger l'activité de fiabilité dans les usines de constructions mécaniques.

L'étude présente justement la conception actuelle sur la liaison entre ces deux notions : qualité et fiabilité.

Резюме

Доклад предлагает определение политики надежности, её направлений области действия и необходимой ловкости для достижения заранее установленных целей, собвременные тенденции применения этой политики, а так-же вид применения этой деятельности в нашей стране, вид руководства деятельностью надежности в предприятиях строения машин. Автор показывает современные представление в связи с соотношением между понятейми качества и надежности.

◆

CZ : 658.562 : 62

Aspecte ale folosirii distribuţiei Weibull în analiza duratei de viaţă a sistemelor tehnice

Ing. Radu **MOŢOIU** – Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini (ICPTCM) – Bucureşti

Funcţia de repartiţie Weibull este triparametrică fiind exprimată de relaţia [1 ; 2 ; 3] :

$$F(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\rho}\right)^{\beta}} \qquad (1)$$

S-a demonstrat că distribuţia, care se adaptează bine descrierii fenomenelor de uzură şi /sau îmbătrînire, poate fi reprezentată pe o hîrtie probabilistică specială (graficul „Allan Plait") (fig. 1). Aceasta are pe abscisă durata de viaţă şi pe ordonată procentul cumulat de observaţii.

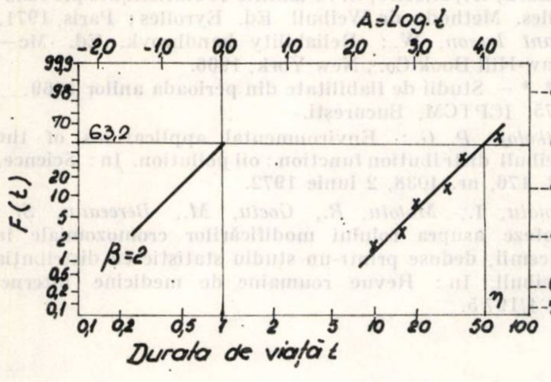


Fig. 1

O caracteristică a distribuţiei Weibull este versatilitatea sa. În cazul cel mai general $\gamma=0$, şi atunci pentru valoarea parametrului de formă $\beta = 1$ distribuţia se reduce la distribuţia exponenţială exprimată de relaţia :

$$F(t) = e^{-t\lambda} \qquad (2)$$

Pentru valoarea $\beta = 3{,}2$ funcţia Weibull descrie bine distribuţia normală. Pentru valori $\beta<1$ intensitatea de defectare este descrescătoare în timp. Dacă parametrul de poziţie are valoarea $\gamma = 0$, înseamnă că procesul de defectare începe odată cu viaţa produsului la timpul $t = 0$. Valorile pozitive indică supravieţuirea integrală a populaţiei pe durata $t = 0 \ldots \gamma$. Valorile negative dovedesc în schimb existenţa unor defecţiuni înainte de intrarea în funcţiune la timpul $t = 0$ (adică defecţiuni apărute în perioada de execuţie sau de montaj). Mărimea valorii negative nu are semnificaţie la obiectele tehnice decît în sensul indicării gravităţii defectului.

La ICPTCM – Bucureşti se preferă determinarea pe cale grafică a parametrilor funcţiei Weibull datorită preciziei mulţumitoare care se obţine cît şi altor interpretări ce se pot face [4]. Cea mai importantă este aceea că se pot recunoaşte şi separa amestecuri de două populaţii, care pe grafic apar sub forma unei linii frînte (fig. 2 şi 3). Tehnica separării celor două populaţii este relativ uşoară. Astfel figura 3 este caracteristică pentru existenţa unor defecte de tinereţe a produsului sau a unei populaţii care se epuizează mai repede la timpul t_1. Aceeaşi epuizare a subpopulaţiilor de timpi diferiţi se constată şi în figura 4. Acest tip de fractură poate însă semnala şi schimbarea modului de defectare. De exemplu trecerea de la perioada de maturitate la cea de uzură descrisă de curba în cadă de baie a intensităţii de defectare. Se constată aşadar că pentru interpretarea corectă a fracturilor din graficul Weibull sînt necesare şi unele cunoştinţe suplimentare asupra cazului. Versatilitatea distribuţiei Weibull a fost confirmată şi prin aplicarea în alte

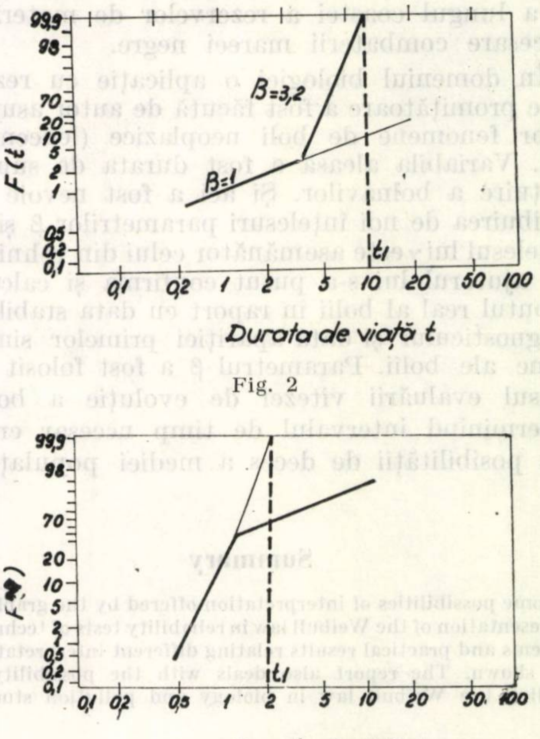


Fig. 2

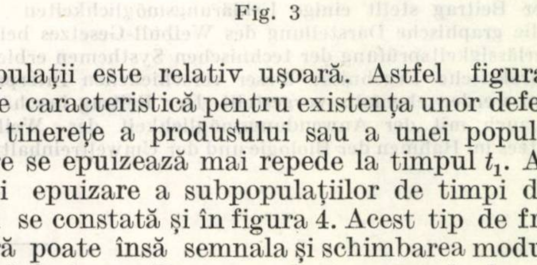


Fig. 3

domenii, cum sînt poluarea sau biologia. Astfel, în cazul unui studiu de poluare cu reziduuri petroliere a golfului Santa Monica de pe coasta Pacificului a Statelor Unite [5], în locul timpului ca variabilă s-au folosit alţi parametri şi anume lungimea de coastă poluată, cantitatea de depozite pe coastă etc. Sensul parametrilor β şi γ se schimbă în acest caz, β fiind mai degrabă asociat dispersiei iar γ fiind interpretat ca un parametru de prag. Este interesant de remarcat faptul că în studiul amintit s-au determinat numai valori γ pozitive, indicînd limita de reziduuri deversate în larg, peste care a apărut poluarea coastei. Concluziile studiului au permis stabilirea duratei şi intensităţii poluărilor precum şi măsurile de combatere respective, cantitatea şi distribuţia de-a lungul coastei a rezervelor de materiale necesare combaterii mareei negre.

În domeniul biologiei o aplicaţie cu rezultate promiţătoare a fost făcută de autor asupra unor fenomene de boli neoplazice (leucemie) [6]. Variabila aleasă a fost durata de supravieţuire a bolnavilor. Şi aci a fost nevoie de atribuirea de noi înţelesuri parametrilor β şi γ. Înţelesul lui γ este asemănător celui din tehnică. Cu ajutorul lui s-a putut confirma şi calcula debutul real al bolii în raport cu data stabilirii diagnosticului şi data apariţiei primelor simptome ale bolii. Parametrul β a fost folosit în sensul evaluării vitezei de evoluţie a bolii, determinînd intervalul de timp necesar creşterii posibilităţii de deces a mediei populaţiei la o valoare foarte ridicată, de exemplu 99,9% şi pentru recunoaşterea identităţii bolii în diferite condiţii specifice. Concluziile s-au referit la existenţa unei perioade de compatibilitate a celulelor maligne şi sănătoase, determinarea unei vîrste a bolnavului ca factor de accelerare a bolii, semnificaţia unor modificări genetice în evoluţia bolii etc. Din alt punct de vedere o concluzie deosebită a fost aceea că niciodată nu s-au regăsit distribuţii apropiate de cea normală folosită de regulă pentru calculele statistice din leucemii.

Se constată aşadar că funcţia de repartiţie Weibull este un instrument de analiză deosebit de valoros, indicat să fie folosit în studiile de fiabilitate precum şi a altor fenomene evolutive, desigur cu limitările şi constrîngerile impuse de realitatea fenomenologică.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chapouille, P., de Pazzis, R.*: Fiabilité des systémes. Ed. Masson et C-ie : Paris, 1968.

[2] *Pollard, A., Rivoire, C.*: Fiabilité et statistiques prévisionelles. Methode de Weibull. Ed. Eyrolles ; Paris, 1971.

[3] *Grant Ireson*, W.: Reliability handbrovk. Ed. Mc—Graw-Hill Book Co. ; New York, 1966.

[4] * * * — Studii de fiabilitate din perioada anilor 1969... 1975, ICPTCM, Bucureşti.

[5] *Mikoloj, P. G.*: Environmental applications of the Weibull distribution function : oil pollution. In : Science, vol. 176, nr. 4038, 2 iunie 1972.

[6] *Moţoiu*, I., *Moţoiu, R., Gociu, M., Berceanu, St.*: Ipoteze asupra rolului modificărilor cromozomiale în leucemii, deduse printr-un studiu statistic cu distribuţia Weibull. In : Revue roumaine de medicine interne, nr. 4/197 5.

Summary

Some possibilities of interpretation offered by the graphical representation of the Weibull law in reliability tests of technical systems and practical results relating different interpretations are shown. The report also deals with the possibility of appling the Weibull law in biology and pollution studies.

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt einige Erklärungsmöglichkeiten vor, die die graphische Darstellung des Weibull-Gesetzes bei der Zuverlässigkeitsprüfung der technischen Systhemen erbietet ; die praktische Ergebnisse dieser verschiedenen Interpretationen werden ebenfalls vorgestellt. Der Beitrag beschäftigt sich auch mit der Anwendungsmöglichkeit des Weibull-Gesetzes im Rahmen der Biologie und der Umweltreinhaltung.

Résumé

Dans cet article on présente quelques possibilités d'interpréter le diagramme de la Weibull dans les analyses de fiabilité des systèmes techniques, les conséquences pratiques de différentes interprétations, ainsi que la posibilité d'appliquer la loi Weibull dans les études biologiques et de pollution.

Резюме

Автор сообщает некоторые возмощности интерпретации при помощи графического изображения закона Weibull для анализа надежности технических систем и практических последствии в связи с разными интерпретациями. Доклад показывает и возможность применения закона Weibull в изучений загрязнения среды и биологических вопросов.

CZ: 658.562:681.2

Contribuţii la perfecţionarea prin cercetări de fiabilitate a aparatelor de măsură şi control

Dr. ing. Ulrich **WIENER**; ing. **N. GHERGUŞ**; ing. **C. DANCIU**; ing. Mirela **TEODORESCU** — Institutul naţional de metrologie – Bucureşti

1. Cadrul activităţii de fiabiltate la Institutul naţional de metrologie

Prin legile de substanţă care reglementează activitatea Institutului, acestuia îi revine şi sarcina de a efectua **încercările de caracterizare** pentru toate tipurile de aparate de măsurat, produse în R.S.România sau importate, în vederea acordării aprobărilor de model sau a licenţelor de import. Aceste preocupări au dus în mod firesc încă din anul 1970, la înfiinţarea, pe baza indicaţiilor şi sub directa îndrumare a conducerii Inspectoratului General de Stat pentru Controlul Calităţii Produselor, a unui laborator de încercări de fiabilitate. Acest compartiment a fost conceput atît ca un centru de îndrumare metodologică în probleme de fiabilitate pentru toate unităţile constructoare de aparate de măsură şi control din ţară cît şi ca bază experimentală pentru efectuarea întregii game de încercări de fiabilitate la care trebuie supuse aparatele de măsurat.

Trebuie de la început relevat faptul că fiabilitatea în acest domeniu — fiabilitatea metrologică cum este definită prin STAS 2810 — 69 — prezintă o serie de particularităţi. Astfel, în funcţionarea unui aparat de măsurat, premergător apariţiei defectelor totale apar defectele metrologice, care constau în creşterea erorilor aparatului peste limitele tolerate. Evident, aparatul în acest timp funcţionează, însă nu la nivelul performanţelor scontate de beneficiar. Gravitatea şi în acelaşi timp complexitatea acestor tipuri de defecte, parţiale, constă tocmai în caracterul lor **ascuns**. De regulă beneficiarul nu poate sesiza prezenţa unui asemenea defect decît **aposteriori**, cu ocazia verificărilor periodice sau atunci cînd consecinţele determinate de defect devin prea însemnate. Prin această particularitate studiul fiabilităţii metrologice devine mai complex şi mai dificil decît studiul fiabilităţii produselor caracterizate prin defecţiuni totale şi drept urmare evidente. Probabil că această particularitate constituie şi una din explicaţiile unei elaborări insuficiente chiar la nivel internaţional a problemelor teoretice şi practice legate de fiabilitatea aparatelor de măsurat.

Ţinînd seama de această situaţie, de la început activitatea laboratorului nostru de fiabilitate a fost axată pe următorul program de principiu:

— elaborarea bazelor teoretice şi metodologice ale încercărilor de fiabilitate pentru aparate de măsură şi control; avem în vedere elaborarea modelelor statistico-matematice adecvate pentru studiul proceselor de defectare şi reînnoire, a unor planuri de determinare a performanţelor şi/sau de control al fiabilităţi, inclusiv a algoritmilor pentru prelucrare automată pe calculatoare electronice a rezultatelor încercărilor de fiabilitate;

— efectuarea tuturor lucrărilor pe bază de contracte de cercetare ştiinţifică finanţate de unităţile constructoare de aparate de măsură şi control, serviciile prestate cuprinzînd un evantai larg şi variat de obiective în funcţie de cererile diverşilor beneficiari.

Institutul predă beneficiarilor fiabilitatea „la cheie", adică, pe lîngă elaborarea metodologiei de încercare şi a normei interne de întreprindere cuprinzînd condiţiile generale de fiabilitate pentru aparatele respective, s-au conceput şi realizat standurile corespunzătoare de încercare (transferate ulterior unităţilor beneficiare), s-au efectuat încercările propriuzise de fiabilitate s-au pregătit specialiştii necesari pentru implementarea preocupărilor de fiabilitate în întreprindere şi s-a acordat asistenţa tehnico-ştiinţifică necesară pentru transpunerea în viaţă a unor programe realiste de îmbunătăţire a fiabilităţii aparatelor încercate.

Ulterior, colectivele create în întreprinderi (de exemplu la Întreprinderea „Balanţa" din Sibiu, Interprinderea de aparate electrice de măsurat din Timişoara) au primit şi continuă să primească întreaga asistenţă ştiinţifică pe care o reclamă susţinerea şi dezvoltarea activităţilor de fiabilitate.

În această lucrare se prezintă într-o formă succintă unele din principalele rezultate obţinute în cadrul institutului în domeniul cercetărilor consacrate fiabilităţii intrinseci a aparatelor de măsurat. Prezentarea se axează pe două aspecte, de altfel centrale în contextul acestor preocupări. Unul se referă la problemele teoretice pe care le ridică cercetarea fiabilităţii intrinseci a aparatelor de măsurat, altul priveşte instalaţiile de încercare, mai precis standurile pe care se simulează regimurile de funcţionare ale aparatelor supuse încercărilor.

2. Un nou model matematic și algoritm de prelucrare pentru studiul fiabilității intrinseci a aparatelor de măsură și control

Într-o serie de lucrări consacrate fiabilității intrinseci a mijloacelor de măsurat (de exemplu [1]) se demonstrează că în acest domeniu sînt dominante defecțiunile parametrice, care se manifestă ca defecte parțiale și ascunse și care constau în **creșterea peste limitele tolerate a pierderilor de informație cu care mijlocul de măsurat furnizează rezultatul măsurării.** De regulă defectele totale în perioada de viață utilă apar cu o frecvență mult mai mică și constituie o dezvoltare a unor defecte parametrice prealabile. O a doua particularitate specifică acestui domeniu rezidă în faptul că defecțiunile se pot produce pe o întreagă plajă, corespunzătoare intervalului de măsurare, excepție la aceasta făcînd numai măsurile de valoare unică. Se poate afirma că aplicarea mecanică, neadaptată, a modelelor elaborate în cadrul teoriei generale a fiabilității pentru uzul unor produse caracterizate în principal prin defecțiuni totale, pentru cazul specific al mijloacelor de măsurare, scade substanțial pertinența concluziilor iar valoarea lor probantă și prospectivă în anumite cazuri duce chiar la concluzii eronate.

O astfel de aplicare mecanică face ca implicit să admitem și următoarele consecințe :

a — neglijarea unui volum extrem de valoros de informații privind situația **rezervei de fiabilitate** la celelelte repere ale aceluiași aparat și la alte aparate care compun lotul examinat ;

b — pierderea unor informații importante privind ponderea erorilor în diverse secțiuni ale intervalului de măsurare, localizarea secțiunilor critice pe interval [2] (maxime din punctul de vedere al erorilor și/sau îndeosebi a vitezei de creștere a erorilor) esențiale pentru elucidarea cauzelor și a mecanismelor de defectare specifice aparatelor încercate, ca și informațiile referitoare la ponderea factorilor destabilizanți și induși în performanța rezultantă de fiabilitate ;

c — dacă aparatele încercate nu au fost în prealabil supuse unui **rodaj** (cazul cel mai frecvent) devine extrem de dificilă decelarea momentelor în care are loc încheierea perioadei defecțiunilor precoce, adică se voalează fenomenele de autorestabilire ;

d — dacă pe durata încercărilor nu se înregistrează nici o defecțiune sau se înregistrează doar un număr foarte redus de defecțiuni, calitatea extrapolărilor (prognoza comportării în afara perioadei testate) este mult diminuată, deoarece cu toate că verificarea se face prin măsurare, se înregistrează practic o informație binară cu privire la starea fiecărui aparat de tipul celor înregistrate la controlul pe bază de atribute (aparatul este bun sau defect).

Ansamblul acestor considerente au impus elaborarea unui nou model de fiabilitate adaptat specificului mijloacelor de măsurat, model care păstrînd nealterat setul devenit clasic de indicatori de fiabilitate elimină neajunsurile semnalate mai sus, asigurînd în același timp simplitatea calculelor și formele intuitive de reprezentare pe care le reclamă aplicațiile inginerești.

După cum se știe [3], descrierea cea mai completă a ansamblului erorilor de măsurare ce caracterizează funcționarea unui mijloc de măsurare este dată de tratarea erorilor ca un proces stochastic în care măsurandul intervine ca argument al funcției ce descrie procesul. Dacă se înregistrează un șir de realizări individuale ale acestui proces (un anumit număr de curbe de erori pentru fiecare din aparatele care constituie selecția supusă încercărilor), se pot obține în baza unor relații cunoscute, estimații procesuale ale unor familii de caracteristici statistice analoge celor care descriu fenomenele aleatorii :

$m_E(X_i)$ — media aritmetică a procesului, funcție de valoarea măsurandului, măsură a erorilorde justețe, într-o anumită secțiune ;

$S_E(X_i)$ — abaterea medie pătratică a procesului, funcție de valoarea măsurandului, măsură a erorilor de fidelitate într-o anumită secțiune X_i a procesului ; (STAS 2872—74).

Practic, verificînd fiecare din cele N aparate care compun selecția supusă încercărilor la un anumit timp t — de funcționare în k secțiuni, de cîte $1 \dots i$ ori, rezultă cîte o matrice de erori medii (tabelul 1).

Tabelul 1

Aparatul Secțiunea	M_1	M_2	M_3 ..... M_i ...... M_N		
X_1 X_2 X_3	E_{11} E_{12} E_{13}	E_{21} E_{22} E_{23}	E_{31} E_{32} E_{33}	E_{i1} E_{i2} E_{i3}	E_{N1} E_{N2} E_{N3}
. . .					
X_j	E_{1j}	E_{2j}	E_{3j}	E_{ij}	E_{Nj}
. . .					
X_k	E_{1k}	E_{2k}	E_{3k}	E_{ik}	E_{Nk}

în care valorile înscrise în căsuțe pot fi de tipul :

$\vec{E}_{ij}$ — media aritmetică obținută dintr-o verificare la parcurgerea intervalului de măsurare în sens crescător al măsurandului ;

$\vec{E}_{ij}$ — aceeași mărime, obținută însă la parcurgerea intervalului de măsurare în sens descrescător al măsurandului ;

$\vec{E}_{ij}$ — media aritmetică a primelor două mărimi ($\vec{E}_{ij}$ și $\overleftarrow{E}_{ij}$).

Alegerea uneia sau alteia din aceste mărimi pentru completarea matricei și mai departe pentru calculul indicatorilor de fiabilitate depinde de specificul mijlocului de măsurat în privința particularităților constructive, a condițiilor de utilizare etc. De pildă, în cazul unui mijloc de măsurat utilizat exclusiv în situația de creștere a măsurandului trebuie luat $\vec{E}_{ij}$; în cazul mijloacelor utilizate la orice sens de variație a măsurandului trebuie luate acele valori care determină o fracțiune defectă globală mai importantă; în sfîrșit, cel de-al treilea tip de indicator trebuie utilizat numai în acele cazuri în care eroarea de hysterezis (variația conf. STAS 2810—69) este neglijabilă în raport cu celelalte tipuri de erori etc. După ce s-a obținut o asemenea matrice de erori se poate trece la etapa următoare, în care pentru fiecare rînd al matricei utilizînd metode uzuale de „fitare" (ajustare) de pildă analitice-bazate pe teste de concordanță între reparații empirice și teoretice (standardizate) sau grafo-analitice-bazate pe rețele de probabilitate — se determină cea mai adecvată lege de repartiție care înfășoară ansamblul datelor, adică se obține o expresie a lui $f_{x_i}(E_t)$.

Trebuie subliniat că problema este mult simplificată de faptul că indiferent de natura legii de reparație care descrie ansamblul erorilor pe intervalul de măsurare sau a legii care descrie adecvat repartiția timpului de bună funcționare, datorită unor considerente ce pot căpăta într-o expunere mai simplă și o justificare teoretică, **de regulă** repartiția acestor mărimi este normală (gaussiană). Neglijînd (deocamdată pentru ilustrarea principiului metodei) situația din celelalte secțiuni, printr-o construcție grafo-analitică se determină atît fracțiunea defectă ce caracterizează secțiunea examinată cît și complementul acestei mărimi — fiabilitatea intrinsecă a mijlocului de măsurat în secțiunea și la timpul t, examinate.

În situația în care aceeași operație se realizează utilizînd expresia analitică a funcției $f_{x_i}(E)$, fiabilitatea intrinsecă a mijlocului de măsurat pentru secțiunea respectivă se poate obține cu relația:

$$R_{x_j}(t) = P_{x_j}(t)\,[\alpha < E < \beta] = \int_{\alpha}^{\beta} f_{x_j,}\mathrm{t}(E)\,dE \quad (1)$$

unde α și β reprezintă limita inferioară, respectiv superioară a cîmpului de toleranțe.

În felul acesta, pentru fiecare t luat în considerare se obține o estimație particulară și punctuală a lui R, corespunzătoare fiabilității intrinseci, determinate pentru o anumită secțiune j a mijlocului de măsurat încercat. Pe baza acestora poate fi construită funcția de fiabilitate $R_j = f(t)$, respectiv funcția de repartiție a timpului de bună funcționare, care la rîndul ei permite determinarea oricărei cvantile cerute de calculul unor indicatori de fiabilitate. Dacă se construiește funcția de fiabilitate pe baza determinării grafice directe a valorii fiabilității corespunzătoare unei anumite drepte înfășurătoare, funcția ratei defectărilor poate fi determinată de pildă cu o relație de tipul:

$$\hat{Z}(t) = \frac{1}{\Delta t}\left[1 - \frac{\hat{R}(t + \Delta t)}{R(t)}\right] \quad (2)$$

unde:

$\hat{Z}(t)$ — reprezintă estimația punctuală a ratei defectărilor, corespunzătoare duratei t de funcționare;

$\hat{R}(t)$ și $R(t + \Delta t)$ — estimațiile punctuale ale fiabilității intrinseci corespunzătoare duratelor de funcționare t, respectiv $(t + \Delta t)$.

Practic valoarea fiabilității intrinseci a tipului de aparat studiat se determină cu o relație de tipul:

$$\hat{R}_{x_j}(t) = 1 - F_{x_j}(t) \quad (3)$$

în care $F_{x_j}(t)$ este fracțiunea defectă specifică secțiunii examinate j la timpul t de funcționare.

În cazul general avem de-a face cu o corelație statistică mai mult sau mai puțin semnificativă între diversele secțiuni ale procesului stochastic și ca atare rezolvarea corectă a problemei reclamă determinarea unei fracțiuni defecte rezultante, care să caracterizeze întregul interval de măsurare și care poate fi exprimată cu o relație de forma:

$$F_{\Sigma} = \sum_{j=1}^{k} F_{x_j} - \sum_{j=2}^{k} F(X_1 \cap X_j) - \sum_{j=3}^{k} F(X_2 \cap X_j) \ldots\ldots - \sum_{j=k-1}^{k} F(X_{k-2} \cap X_j) - F(X_{k-1} \cap X_k) \quad (4)$$

Rezolvarea unor asemenea ecuații nu poate fi obținută decît prin metode numerice, ceea ce se realizează cu ajutorul unor calculatoare electronice. În acest scop, în cadrul Institutului național de metrologie din București au fost elaborate și implementate pachete de programe corespunzătoare, scrise în limbaj FORTRAN, integrate în cadrul unui sistem de programe denumite FIAM — 1—75 [4] (pachete de programe de calcul pentru analiza fiabilității metrologice.)

După determinarea fracțiunii defecte rezultante (globale) se determină în continuare funcția de fiabilitate $R(t)$ precum și ceilalți indicatori de fiabilitate, utilizînd în acest scop setul de rețele probabilistice și metodologia de calcul tipizate, adecvate tipului corespunzător de repartiție asociat.

Modelul elaborat ca și algoritmele asociate au fost aplicate cu adaptări specifice, în cercetări de fiabilitate desfășurate în cadrul institutului în cursul anilor 1974—1975, asupra unui număr de circa douăzeci de tipuri de diverse de mijloace de măsurat. Fiind vorba de aparate (mecanice, electrice) diverse atît ca erori tolerate cît și ca tipologie a structurii erorilor (în unele cazuri dominante au fost erorile de justețe, în altele cele de fidelitate, aparatele prezentînd diverse forme de nestaționaritate a erorilor pe intervalul de măsurare), aplicațiile realizate au permis o verificare a modelului elaborat în condiții din cele mai variate. Concluziile desprinse din aceste aplicații permit să afirmăm că modelul lucrează satisfăcător, o principală calitate a sa constînd tocmai în adaptabilitatea, elasticitatea și relativa simplitate cu care admite ajustarea pentru condiții extrem de variate.

3. Instalații de încercare realizate în cadrul Institutului național de metrologie

Ținînd seama de gama deosebit de diversă atît din punct de vedere funcțional cît și constructiv a aparatelor de măsură și control care se supun la încercări de fiabilitate, concepția de bază pentru proiectarea și construcția standurilor necesare urmărește utilizarea unor componente tipizate în construcții modulare, extensibile atît ca regimuri de solicitare cît și ca forme și parametri constructivi.

Pentru ilustrarea unora din soluțiile astfel adoptate de noi în proiectarea și realizarea standurilor de încercare, în cele ce urmează vom prezenta trei tipuri de standuri utilizabile pentru încercarea la fiabilitate a trei familii diferite de aparate de măsură și control.

a. În cursul anului 1971 a fost realizat un stand pentru încercarea la fiabilitate a capetelor automate de cîntărire CA—4, cu care sînt echipate basculele semiautomate transportabile cu sarcini între 100 și 5000 kg (construite de către Întreprinderea ,,Balanța'' din Sibiu).

Acest stand permite încercarea simultană a douăzeci de aparate. Vederea de ansamblu a standului este prezentată în figura 1. Condițiile de încercare realizate pe stand simulează condiții apropiate de cele din exploatare (respectiv încărcarea și descărcarea basculei), prin solicitări variabile transmise la tija de tracțiune a aparatelor.

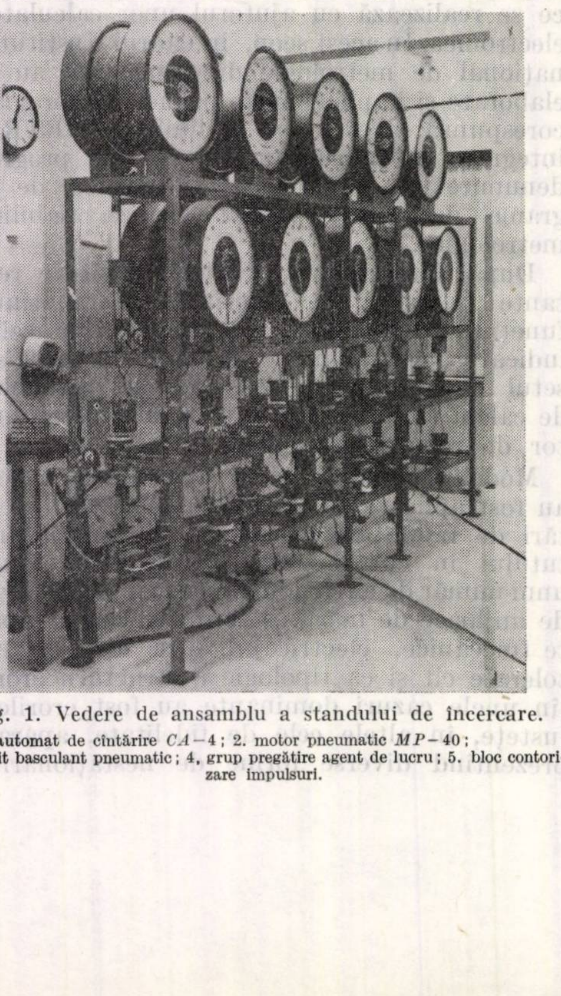


Fig. 1. Vedere de ansamblu a standului de încercare.

1.cap automat de cîntărire $CA-4$; 2. motor pneumatic $MP-40$; 3.circuit basculant pneumatic ; 4. grup pregătire agent de lucru ; 5. bloc contorizare impulsuri.

Fiecare din cele douăzeci de aparate încercate este acționat independent prin intermediul unui motor pneumatic tipizat, care îndeplinește rolul de element de execuție al standului. Impulsurile pneumatice de comandă sînt realizate de către un circuit basculant pneumatic în care s-au utilizat elemente tipizate (filtru regulator, distribuitor de comandă, stabilizator de presiune etc.), iar în subansamblul destinat pregătirii agentului de lucru (aer comprimat) au fost utilizate de asemenea elemente tipizate ca : filtre, ungătoare, manometre etc. Sistemul de contorizare a solicitărilor este compus dintr-un bloc de numărătoare de impulsuri acționate de microîntrerupătoare (fiecărui element de execuție fiindu-i atașat un microîntrerupător). Suportul metalic al aparatelor și al subansamblurilor standului este un schelet metalic demontabil și reglabil. Soluția constructivă permite adaptarea cu ușurință a acestuia, în vederea încercării altor tipuri de aparate la care solicitarea se realizează printr-o deplasare a unor elemente cinematice.

b. Un alt tip de stand cu multiple posibilități de utilizare, este standul prezentat în figura 2, destinat încercării la fiabilitate a aparatelor de tip tahometru. Cu ajutorul acestui tip de stand au fost efectuate încercări asupra vitezometrelor cu kilometraj (pentru autovehicule și pentru motorete) și a contoarelor de tură pentru tractor.

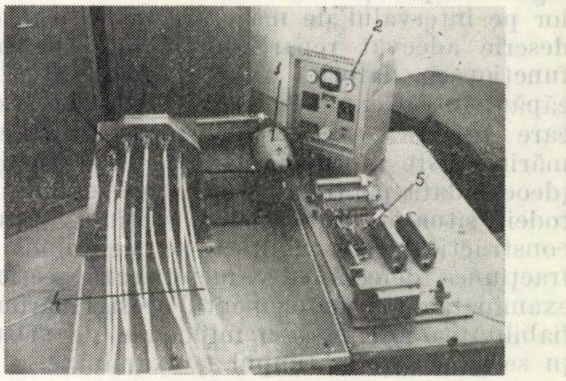


Fig. 2. Un alt tip de stand de încercare.

1.motor de antrenare ; 2, sursă de alimentare ; 3. cutie de distribuție ; 4. cabluri flexibile ; 5 programator de turație variabilă.

Standul a fost conceput și realizat să permită solicitarea simulată a douăsprezece aparate, în condiții ce simulează funcționarea reală din exploatare (pentru reproducerea vibrațiilor și a șocurilor la care sînt supuse aparatelor în timpul funcționării la bordul autovehiculelor, în cadrul încercărilor de fiabilitate au fost utilizate și instalații de producere a vibrațiilor și a șocurilor, existente în dotarea institutului). După cum se observă din figura 2, principala componentă a standului este instalația de generare a turației variabile, alcătuită dintr-un motor de antrenare, sursă de alimentare, cutie de distribuție, cabluri flexibile și programator de turație variabilă. Instalația de programare a turației are rolul de a regla turația motorului de antrenare, conform programului de solicitare stabilit. Prin intermediul cablurilor de legătură, mișcarea de rotație este transmisă de la cutia de distribuire la aparatele montate pe un panou fixat pe mașina de vibrat. Poate fi menționat faptul că și în cadrul acestui stand au fost utilizate elemente tipizate, cum ar fi motor sincron, microîntrerupătoare, rezistențe adiționale, cabluri de legătură etc. Deoarece standul este realizat într-o construcție modulară, permite încercarea a diferite tipuri de aparate, din familia de tahometre.

c. Pentru realizarea încercărilor la fiabilitate a manometrelor ce echipează aparatele pentru măsurat tensiunea arterială, în cadrul institutului a fost conceput și realizat un stand (fig. 3) care permite încercarea simultană a treizeci și șase de aparate.

---

[2] Standul a fost proiectat de către ICPTCM.

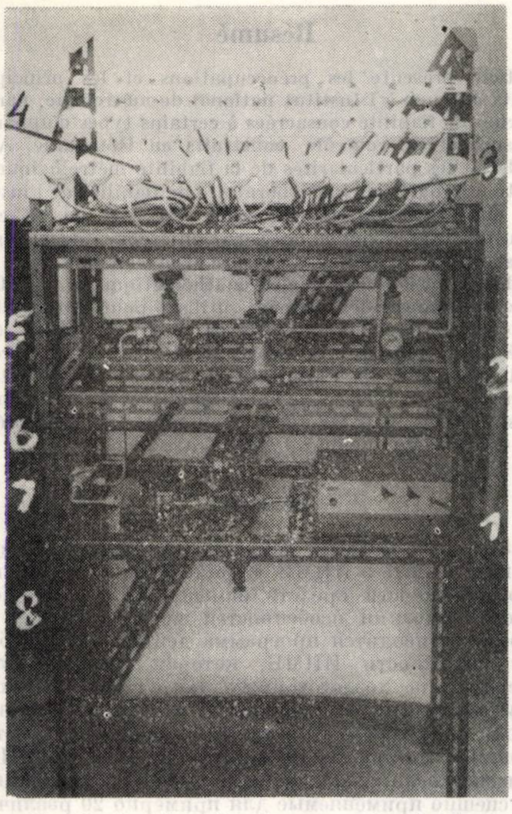


Fig. 3. Stand pentru încercare simultană.

1. bloc oscilant electropneumatic; 2. suport metalic; 3. distribuitor central; 4. manometre pentru încercat; 5. filtru reductor FR—100; 6. conducte de legătură; 7. distribuitor de legătură; 8. baterie de filtre ceramice.

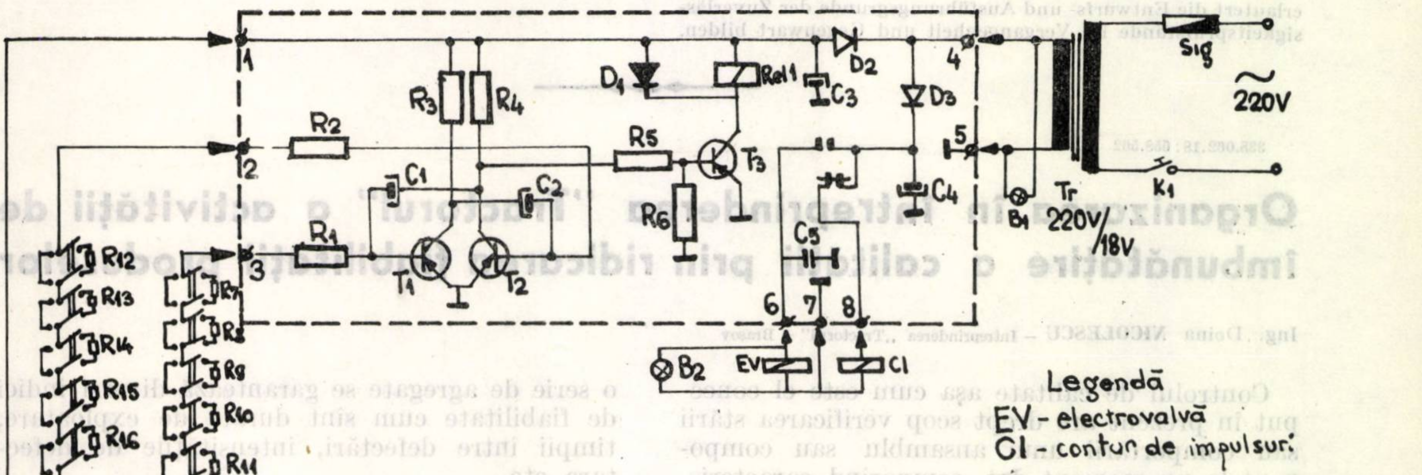


Fig. 4. Schema bloc oscilant.

B_1 și B_2 — becuri de semnalizare; *EV* — electrovalvă; *CI* — contor de impulsuri

Principalele subansambluri ale standului sînt:
- — blocul de pregătire a agentului de lucru;
- — blocul de stabilizare și distribuție a agentului de lucru;
- — generatorul de impulsuri electropneumatic.

Toate aceste subansambluri se află montate pe un suport metalic confecționat din elemente tipizate, care permite adaptarea cu ușurință a acestuia în vederea încercării și a altor tipuri de aparate, precum și modificarea relativ comodă a instalației pneumatice de acționare și comandă. În construcția subansamblurilor descrise, au fost utilizate elemente tipizate, ca de exemplu: robinete cu cep, filtru reducător, filtru de aer, manometre etc.

Și acest stand, prin modul în care a fost conceput prezintă posibilități multiple de încercare a diferitelor tipuri de aparate din domeniul măsurării presiunilor joase.

Ca noutate în cadrul acestui stand a fost introdus și experimentat un generator de impulsuri, care poate fi utilizat atît în standuri de tipul celui descris mai sus cît și în alte construcții de standuri (de exemplu pentru încercarea la fiabilitate a aparatelor din domeniul electric). După cum se poate observa în figura 4, generatorul de impulsuri cuprinde un circuit basculant bistabil și o electrovalvă, avînd posibilitatea de a asigura atît impulsuri electrice cît și pneumatice (cînd electrovalva din componența sa este inseriată într-o instalație pneumatică); atît perioada de acționare cît și cea dintre două impulsuri succesive sînt reglabile într-o gamă cuprinsă între 1 și 11 etc.

Atît tipurile de standuri prezentate mai sus cît și altele, au fost proiectate și realizate în Institutul național de metrologie din București făcînd parte din baza materială necesară finalizării unor lucrări de cercetare științifică referitoare la fiabilitatea aparatelor de măsură și control, lucrări ce au fost executate pentru diverse unități constructoare de astfel de produse.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Niculescu, D., Wiener, Ul.*: Metrologia aplicată, nr. 2, 1976.

[2] *Wiener, Ul., Vereș, Fr.*: Calitatea producției și metrologia, nr. 5, 1972, p. 265—271.

[3] *Wiener, Ul.*: Calitatea producției și metrologia, nr. 7, 1973, p. 439—442.

[4] *Crețu, Fl., Teodoreanu, Mirela, Lupaș, L.* ș.a.: Programe de calcul pentru analiza fiabilității metrologice — —FIAM—1, 1975, studiu INMBCCUB.

[5] *Wiener, Ul.* ș.a. Studiu privind determinarea indicatorilor de fiabilitate metrologică ai manometrelor cu element elastic cu clasa de precizie 0,6. — Studiu Biblioteca Institutului național de metrologie, vol. I—VI, 1975.

Summary

The paper presents the problems and the main results obtained in the National Institut of Metrology, in reliability research, on certain types of measuring and control instruments, produced in the Socialist Republic of Romania.

After having described the characteristics of measuring instruments reliability, the activities of the reliability service in the National Institute of Metrology, with exemplifications on the object of research works asked by different producers of measuring and control instruments are presented.

A new mathematical model and a processing data algorithm, used for the study of intrinsic reliability of measuring instruments, both elaborated in the institute and experimented on a number of 20 various types of measuring and control instruments are described.

The basic concepts in design and building of reliability test equipment are shown, by making a detailed description of certain ones.

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt die Beschäftigung und die in der INMB erlangten Hauptergebnisse vor, die im Rahmen der Zuverlässigkeitsversuchungen den in Rumänien erzeugten Mess- und Kontrollgeräte gewidmet wurden.

Nach der Beschreibung der Eigenschaften der metrologischen Zuverlässigkeit, wird das Tätigkeitsprogramm des Zuverlässikgeitslabors des INMB, mit Erläuterung durch Beispiel betreffs die ausgeführten oder abwiclelnden Untersuchungsverträge vorgestellt und die Arbeiten, die von verschiedenen Baueinheiten für Mess- und Kontrollgeräte bestellt wurden. Es wird ein neues mathematischen Modell und Dattenverarbeitungsalgorythmus für das Studium der wesentlichen Zuverlässigkeit der Messapparatur vorgestellt. Das Model und Algorithmus wurden in Rahmen des Instituts ausgearbeitet und auf ungefähr 20 verschiedenen Typen der Mess- und Kontrollgeräten geprüft. Durch die ausführliche Beschreibung einiger Prüfstände werden die Auffassungen erlautert die Entwurfs- und Ausführungsgrunde der Zuverlässigkeitsprufstände im Vergangenheit und Gegenwart bilden.

Résumé

L'article présente les préoccupations et les principales résultats obtenus à l'Institut national de métrologie, par des recherches de fiabilité consacrées à certains types d'appareills de mesure et de contrôle, construits en Roumanie. Après avoir décrit les particularités de la fiabilité métrologique, on présente le programme du laboratoire de fiabilité de l'institut quant aux contracts de recherche, éxécutés ou en cours d'éxécution, études commandées par différents entreprises qui produisent des appareiles de mesure et de contrôle.

On donne un nouveau modèle mathématique et algorithme pour le traitement des données, utilisés pour l'étude de la fiabilité intrinséque des moyens de mesure, tous les deux élaborés dans l'institut et experimentés sur un nombre de vingt types différents d'appareils de mesure et de contrôle, ainsi que les idées de base de la concéption et de la réalisation des installations pour les essais de fiabilité, par une présentation détaillée de quelques types.

Резюме

В работе указывается тематика и основные результаты, полученные в ИНМБ в рамках работ по исследованию надежности средств измерений в СРР. После краткого описания особенностей метрологической надежности, приводится программа деятельности лаборатории надежности ИНМБ, которая иллюстрируется примерами из хоздоговорных тем, выполненных по заказу различных приборостроительных предприятий. Приводится новая математическая модель и соответствующий алгоритм, специально разработанные в ИНМБ, для исследования надежности средств измерения, и уже успешно применяемые для примерно 20 различных типов КИП.

Иллюстрируются концепции, которые легли в основу проектов испытательных стендов, построенных в ИНМБ для испытаний на надежность различных типов средств измерений.

338.062.18 : 658.562

Organizarea în întreprinderea "Tractorul" a activităţii de îmbunătăţire a calităţii prin ridicarea fiabilităţii produselor

Ing. Doina **NICOLESCU** – Intreprinderea „Tractorul" – Braşov

Controlul de calitate aşa cum este el conceput în prezent are drept scop verificarea stării sau comportării unui ansamblu sau component la un moment dat, comparînd caracteristicile sau performanţele sale cu criterii prestabilite. Dacă s-ar asimila această proprietate cu o funcţie de timp, rezultă că starea ansamblului sau componentului la momentul $t = 0$ este verificată de controlul de calitate. Evoluţia în timp a caracteristicilor sau performanţelor raportate la criterii prestabilite este esenţa fiabilităţii. Dacă la origine fiabilitatea a apărut ca o ştiinţă de calcul a probabilităţii de succes a rachetelor, datorită dezvoltării producţiei industriale ea a devenit un element al reclamei şi la unele produse o condiţie de vînzare a acestora. În prezent, pe piaţa europeană la o serie de agregate se garantează diverşi indici de fiabilitate cum sînt durata de exploatare, timpii între defectări, intensităţile de defectare etc.

În producţia mondială de tractoare încă nu se aplică o selecţie a acestora după indicii de fiabilitate. Totuşi, avînd în vedere dezvoltarea producţiei de tractoare pe piaţa mondială, preocuparea pentru fabricarea de tractoare calitativ superioare este una dintre condiţiile de bază ale competitivităţii. Acest lucru se referă nu la caracteristici funcţionale îmbunătăţite pentru aceleaşi clase de puteri, ci la tractoare cu durate mari de funcţionare pînă la uzură, costuri de fabricaţie şi pentru întreţineri — reparaţii mici. Între aceşti trei indici, cu variaţii contrare, trebuie să se stabilească un compromis optim producător — beneficiar, după cum rezultă din figura 1.

Situaţia ideală este în punctul B, dar deoarece stabilitatea tehnologică a producţiei într-un punct este iluzorie, este indicat de a avea variaţii între *B* şi *C* mai curînd decît între *B* şi *A* unde avem un cost aproximativ egal dar o fiabilitate mai slabă.

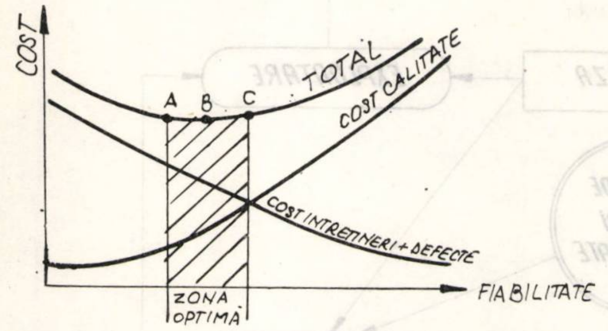


Fig. 1

Fiabilitatea ia în considerare indicii cantitativi ai calităţii producţiei. Fiabilitatea ca ştiinţă stabileşte legitatea apariţiei defecţiunilor la produse şi metodele prevederilor, caută metodele de ridicare a calităţii temporale a produselor privind concepţia şi tehnologia de execuţie precum şi metodele de verificare a calităţii la recepţia unor loturi mari. În rîndurile acestui articol se arată organizarea existentă în Întreprinderea „Tractorul" pe linia fiabilităţii definite ca ştiinţă de stabilire a defecţiunilor şi a metodelor de prevedere. Un tractor fizic reprezintă un agregat mecanic complex, compus din ansambluri mai mult sau mai puţin independente funcţional. Exceptînd defecţiunile de uzură, inerente oricărui produs, şi care sînt funcţie de concepţia produsului, defecţiunile care pot apărea înaintea uzurii au o mulţime de cauze. Conform figurii 2, în care se prezintă cauzele posibile care duc la defecţiuni în exploatare, între acestea există legături de dependenţă care numai prin analize pot fi delimitate. Delimitarea cauzei de defectare, stabilirea măsurii de remediere şi urmărirea eficienţei acesteia este esenţa activităţii de fiabilitate.

Activitatea depusă pe linia îmbunătăţirii calităţii tractoarelor prin ridicarea fiabilităţii acestora nu s-a axat pe calcularea, verificarea şi atestarea unor indicatori de fiabilitate, ci pe intervenţii constructive sau tehnologice, aplicate cu maximum posibil de operativitate, la reperele indicate de prelucrarea statistică ca fiind deficitare din punct de vedere al fiabilităţii.

În figura 3 se prezintă schematizat legăturile între concepţie, fabricaţie, exploatare şi măsurile aplicate pentru ridicarea fiabilităţii. Pentru stabilirea eficientă a măsurilor trebuie să se cunoască reperele cu grad ridicat de defectare, a căror remediere antrenează costuri ridicate şi cauzele defectării acestora, lucru posibil numai în cazul organizării unui sistem informaţional eficient.

Din figura 3 se observă că informaţiile sînt furnizate pe două căi :

1. Prelucrarea statistică a informaţiilor furnizate de defecţiunile tractoarelor pe perioada termenului de garanţie, sursă de informaţii care este totdeauna la îndemîna întreprinderii

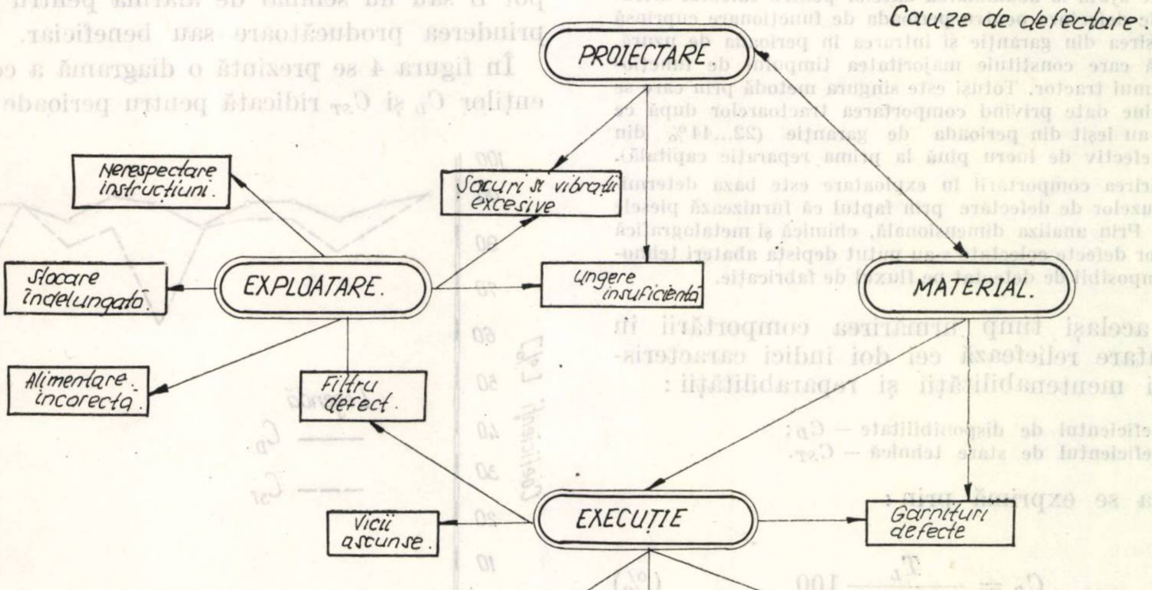

Cauze de defectare.
PROIECTARE
Nerespectare instrucţiuni.
Şocuri şi vibraţii excesive
Stocare îndelungată.
EXPLOATARE.
Ungere insuficientă
MATERIAL.
Alimentare incorectă.
Filtru defect.
Vicii ascunse.
EXECUŢIE
Garnituri defecte
Execuţie incorectă
Asamblare incorectă
Recepţie superficială

Fig. 2

şi care bine prelucrată din punct de vedere statistic poate oferi rezultate satisfăcătoare privind direcţiile în care trebuie să se acţioneze pentru îmbunătăţirea produsului.

2. Urmărirea în exploatare a unui lot ales de tractoare, cunoscînd condiţiile de mediu şi solicitare, constituie o cale de acumulare a informaţiilor mai precisă decît prelucrarea statistică a defecţiunilor tractoarelor în termen de garanţie, dar nu este atît de lesnicioasă şi ieftină deoarece necesită un control riguros al tractoarelor pe o perioadă de timp mare şi în acelaşi timp din cauză că lotul urmărit nu este destul de mare, nivelul de încredere acordat rezultatelor obţinute este destul de scăzut. Prelucrarea statistică a defecţiunilor înregistrate la urmărirea unui lot de tractoare nu este concludentă. Urmărirea poate reliefa numai defecţiunile sistematice, dar nu poate ajuta la acumularea datelor pentru calculul intensităţii de defectare pentru perioada de funcţionare cuprinsă între ieşirea din garanţie şi intrarea în perioada de uzură, perioadă care constituie majoritatea timpului de funcţionare a unui tractor. Totuşi este singura metodă prin care se pot obţine date privind comportarea tractoarelor după ce acestea au ieşit din perioada de garanţie (22...44 % din timpul efectiv de lucru pînă la prima reparaţie capitală).

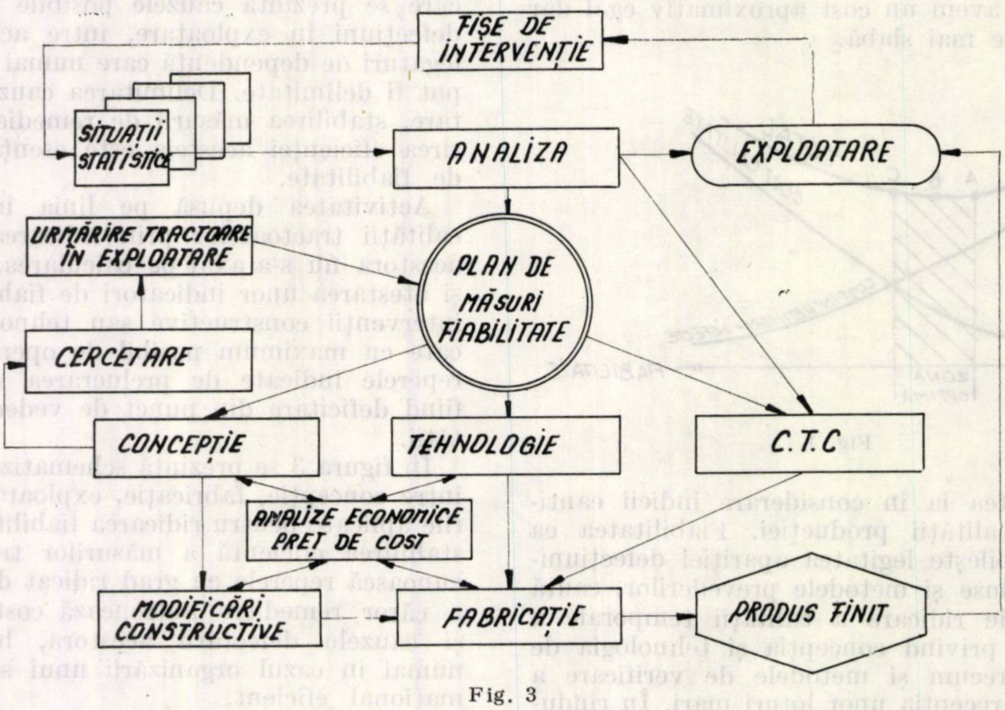


Fig. 3

Urmărirea comportării în exploatare este baza determinării cauzelor de defectare prin faptul că furnizează piesele defecte. Prin analiza dimensională, chimică şi metalografică a pieselor defecte colectate s-au putut depista abateri tehnologice imposibil de detectat pe fluxul de fabricaţie.

În acelaşi timp urmărirea comportării în exploatare reliefează cei doi indici caracteristici ai mentenabilităţii şi reparabilităţii :

— coeficientul de disponibilitate — C_D;
— coeficientul de stare tehnică — C_{ST}.

Aceştia se exprimă prin :

$$C_D = \frac{T_L}{T_L + T_i} 100 \qquad (\%)$$

$$C_{ST} = \frac{T_L}{T_L + T_i + T_r} 100 \qquad (\%)$$

unde :

T_L este timpul efectiv lucrat ;
T_i — timpul utilizat pentru întreţineri tehnice ;
T_r — timpul utilizat pentru înlăturarea defecţiunilor accidentale, excuzînd timpii de imobilizare, staţionările din lipsa de piese de schimb sau lipsă de mînă de lucru calificată.

Dacă coeficientul C_D este aproape fix pentru un anumit tip de tractor, variaţia coeficientului C_{ST} este un indice care arată pentru un tip de tractor dacă defecţiunile înregistrate pot fi sau nu semnal de alarmă pentru întreprinderea producătoare sau beneficiar.

În figura 4 se prezintă o diagramă a coeficienţilor C_D şi C_{ST} ridicată pentru perioade egale

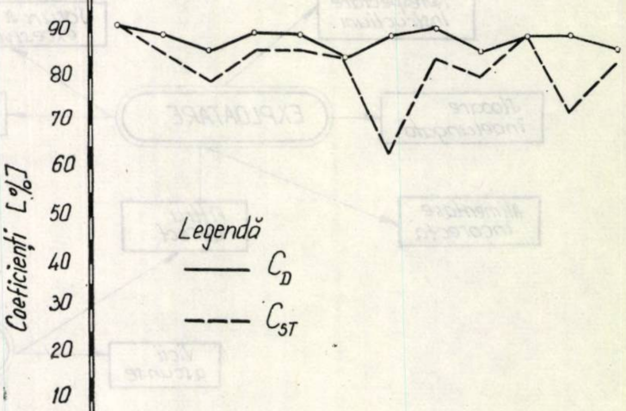


Fig. 4

de funcţionare. În tabelul 1 se prezintă un exemplu de interpretare conform figurii 1 a diagramei.

Se va acorda prioritate defecţiunii unice din perioada (VII).

Tabelul 1

Perioada	II.	III.	VII.
C_D (%)	90	86	90
C_{ST} (%)	87	80	65
Număr de defecţiuni	5	3	1
Concluzii	cinci defecţiuni, au dus la un timp scăzut de imobilizare : **defecţiuni minore**	trei defecţiuni, nu au un procent de imobilizare mare dar întreţinerea este slabă.	o defecţiune a provocat o imobilizare mare, deci costuri ridicate : **defecţiune majoră.**

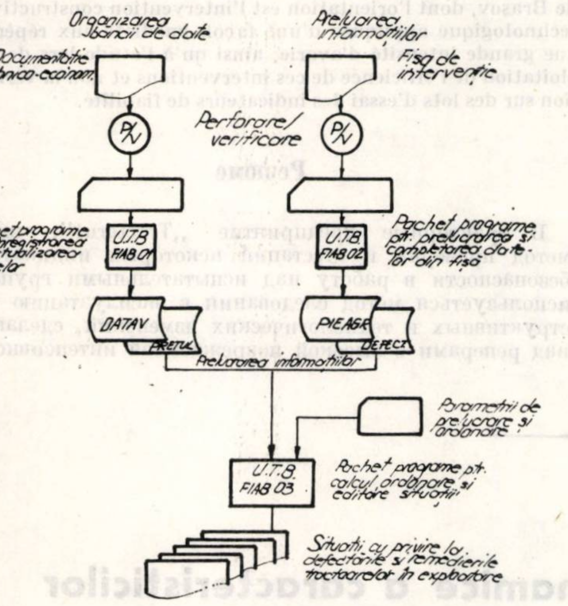
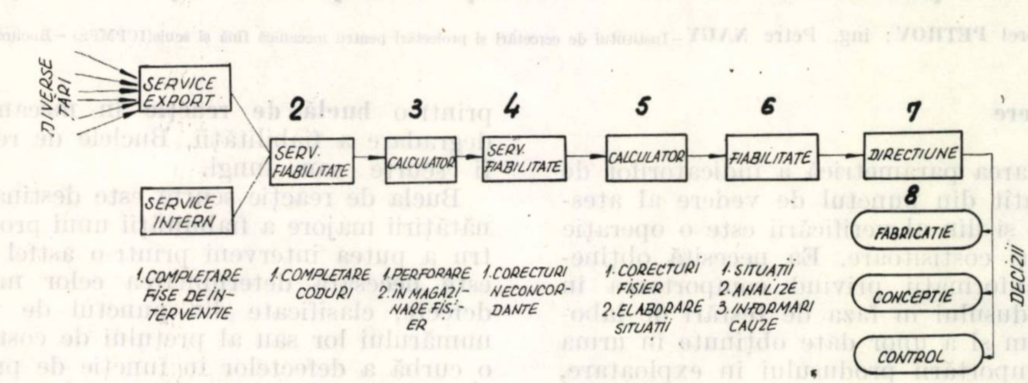

Organizarea băncii de date
Prelucrarea informaţiilor
Documentaţie tehnico-econom.
Fişa de intervenţie
P/V
Perforare/ verificare
P/V
Pachet programe ptr. înregistrarea şi actualizarea datelor
U.T.B FIAB 01
U.T.B FIAB 02
Pachet programe ptr. prelucrarea şi completarea datelor din fişă
DATAV
PRETUL
PIEASR
DEFECT
Prelucrarea informaţiilor
Parametrii de prelucrare şi ordonare
U.T.B. FIAB 03
Pachet programe ptr. calcul, ordonare şi editare situaţii
Situaţii cu privire la defectările şi remedierile tractoarelor în exploatare

Fig. 5

Prelucrarea statistică a informaţiilor furnizate de defecţiunile în termenul de garanţie al tractoarelor se face în Intreprinderea „Tractorul" prin intermediul calculatorului electronic aflat în dotarea uzinei (fig. 5).

Se observă cum corelarea informaţiilor primite privind defecţiunile tractoarelor se face cu două fişiere, unul conţinînd documentaţia tehnică economică a ansamblurilor şi reperelor componente ale tractoarelor, celălalt conţinînd date privind vînzarea tractoarelor. Fişierul privind documentaţia tehnico-economică a tractoarelor se ţine la zi prin datele introduse la lansări de repere noi ; iar cel privind vînzarea tractoarelor se completează lunar, prin datele primite de la staţiile „service". Suportul material pentru introducerea datelor privind defecţiunile în memoria calculatorului îl constituie formularul „fişă de intervenţie", completat de tehnicianul „service" la fiecare remediere a unui tractor. Pe acest formular se trec codificat tipul tractorului, beneficiarul, defecţiunea constatată, cauza, operaţia de remediere şi măsura corectivă propusă la staţia „service", precum şi ansamblul şi reperul defect, de către uzină, înainte de introducere în calculator. Baza înmagazinării tuturor acestor date în memoria calculatorului o constituie seria de şasiu a tractorului. Pentru a identifica un tip de tractor după seria de fabricaţie, începînd din luna decembrie a anului 1972 toate tipurile de bază de tractoare fabricate au serii distincte, compuse din şase cifre, evitînd pericolul de interferenţă.

Acumularea tuturor datelor prezentate de fişa de intervenţie asigură posibilitatea obţinerii în orice moment a unor informaţii privind nu numai numărul de recomandaţii la tractoare, cheltuielile cu piese înlocuite, reperele defecte, cauza defecţiunii numărul de tractoare vîndute sau în garanţie, dar şi o evidenţă pe ore de funcţionare a defecţiunilor sau verificarea eficienţei aplicării unei anumite măsuri de modificare.


DIVERSE ŢĂRI
SERVICE EXPORT
SERVICE INTERN
2
SERV. FIABILITATE
3
CALCULATOR
4
SERV. FIABILITATE
5
CALCULATOR
6
FIABILITATE
7
DIRECTIUNE
8
FABRICATIE
CONCEPTIE
CONTROL
DECIZII
1. COMPLETARE FIŞE DE INTERVENTIE
1. COMPLETARE CODURI
1. PERFORARE 2. ÎNMAGAZINARE FIŞIER
1. CORECTURI NECONCORDANTE
1. CORECTURI FIŞIER 2. ELABORARE SITUATII
1. SITUATII 2. ANALIZE 3. INFORMARI CAUZE

SCHEMA DE ORGANIZARE

Fig. 6

Acest din urmă lucru verifică justețea îmbunătățirilor aduse ca urmare a analizei situațiilor defecțiunilor și a măsurilor aplicate. Pentru aceasta la fiecare măsură sau modificare aplicată se înregistrează seria de aplicare. Trebuie subliniat încă o dată că toate aceste informații ar fi fost imposibil de obținut printr-o prelucrare manuală a datelor. La un număr de circa 40 000 de tractoare în garanție, ținînd seama că fiecare tractor are 8 000...10 000 de piese care se pot defecta, prelucrarea manuală ar fi fost nu numai greoaie și costisitoare, dar ar fi dus la informații incomplete.

În figura 6 se prezintă schema de organizare a circulației informațiilor prezentate de defecțiunile în garanție pentru a se obține măsurile arătate în schema din figura 3.

Summary

The paper presents the organisation of the reliability activity within the enterprise ,,Tractorul'', oriented towards structural and technological interferences, operationally applied to references with high failure intensity and to pursuit the efficiency of these interferences during operation and not to verify and confirm certain reliability indicators on test lots.

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt die Organisation der Zuverlässigkeitstätigkeit im Unternehmen ,,Tractorul'' dar, die auf Bau- und Technologieeingriffe orientiert ist, u.z. operativ auf hochintensive Ausfallsmarke und auf Betriebsverfolgung der Wirtschaftlichkeit dieser Eingriffe und nicht auf die Überprüfung und Bestätigung einiger Zuverlässigkeitskennzeichen auf Versuchskompletten.

Ca urmare a măsurilor luate în urma analizei analitice a situațiilor întocmite de calculator pe baza defecțiunilor tractoarelor în garanție și a determinării cauzelor de defectare prin urmărire în exploatare s-au redus defecțiunile accidentelor în perioada de garanție cu circa *20%* și cheltuielile cu piesele de schimb cu circa *25%*.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * NF XO6 – 502/1969 – Fiabilité après vente normă ,,AFRIQ'

[2] *Toth – Fay*, : Evaluarea fiabilității în exploatare pornind de la informațiile furnizate de garanție. Lucrare prezentată la al doilea ,,Seminar european pentru controlul calității în industria de automobile''. Torino, 15–17. XI. 1971.

Résumé

L'article présente l'activité de fiabilité à l'usine ,,Tractorul'' de Brașov, dont l'orientation est l'intervention constructive et technologique appliquée d'une façon imédiate aux répères à une grande intensité d'avarie, ainsi qu'à l'étude lors de l'exploitation de l'efficience de ces interventions et non la vérification sur des lots d'essai des indicateurs de fiabilité.

Резюме

В тракторные предприятие ,,Tractorul'', вместо метод проверки и атестаций некоторых индикаторов безопасности в работу над испытательными групами, используеться метод следования в эксплуатацию конструктивных и технологических изменений, сделанные над реперами с высокой поврежденной интенсивности.

* * *

CZ ; 658.562

Eficiența analizei stabilității dinamice a caracteristicilor tehnice în procesul de îmbunătățire a fiabilității unui produs

Cercetător Viorel **PETROV**; ing. Petre **NAGY** – Institutul de cercetări și proiectări pentru mecanică fină și scule (ICPMFS) – București

1. Introducere

Determinarea parametrică a indicatorilor de fiabilitate atît din punctul de vedere al atestării lor cît și din al verificării este o operație de durată și costisitoare. Ea necesită obținerea unor informații privind comportarea în timp a produsului în faza de testări de laborator precum și a unor date obținute în urma analizei comportării produsului în exploatare, la beneficiari. Fiabilitatea astfel obținută este o fiabilitate rezultată. În cazul diferenței între fiabilitatea optimă determinată de cerințele beneficiarilor, prețul de cost al produsului și fiabilitatea rezultată, trebuie să se intervină printr-o **buclă de reacție** în mecanismul de degradare a fiabilității. Buclele de reacție pot fi scurte sau lungi.

Bucla de reacție scurtă este destinată îmbunătățirii majore a fiabilității unui produs. Pentru a putea interveni printr-o astfel de buclă este necesară determinarea celor mai critice defecte, clasificate din punctul de vedere al numărului lor sau al prețului de cost. Trasînd o curbă a defectelor în funcție de procentajul lor cumulat și de tipul de defect, se obține o indicație asupra direcției în care trebuie acționat pentru îmbunătățirea fiabilității.

Bucla de reacție lungă este bazată pe datele despre comportarea produsului în exploatare;

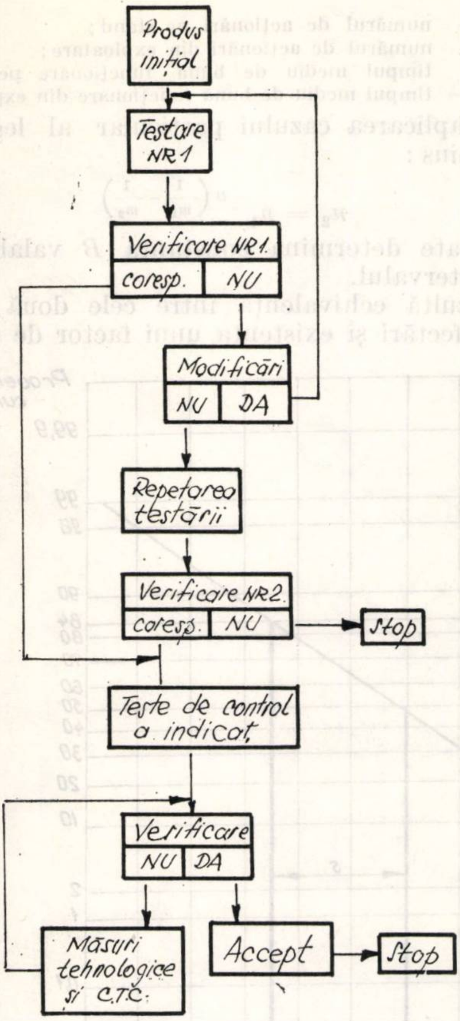

Produs iniţial
Testare NR.1
Verificare NR.1.
coresp.
NU
Modificări
NU
DA
Repetarea testării
Verificare NR.2.
coresp.
NU
Stop
Teste de control a. indicat.
Verificare
NU
DA
Măsuri tehnologice şi C.T.C.
Accept
Stop

Fig. 1

ea este destinată determinării defectelor care au o evoluţie într-un timp mai lung şi pentru obţinerea unei bănci de date. Procesul de determinare şi de intervenţie în sensul modificării fiabilităţii unui produs este de tipul celui indicat în figura 1.

O dată abordată această modalitate de îmbunătăţire a fiabilităţii unui produs trebuie să se ţină seamă de două postulate ;

— fiecare nivel de fiabilitate atins nu este influenţat de cele precedente ;

— un singur proces de defectare este ameliorat în cazul unei intervenţii [3].

Durata îmbunătăţirii în timpul căreia se obţin diferite niveluri de fiabilitate este eşalonată în mai multe paliere de tipul celor indicate în figura 2. Pentru a putea evalua posibilităţile şi căile de intervenire pentru modificarea calităţii şi fiabilităţii unui produs este necesar să se traseze o diagramă de tip „ISHIKAWA" (diagrama 1)

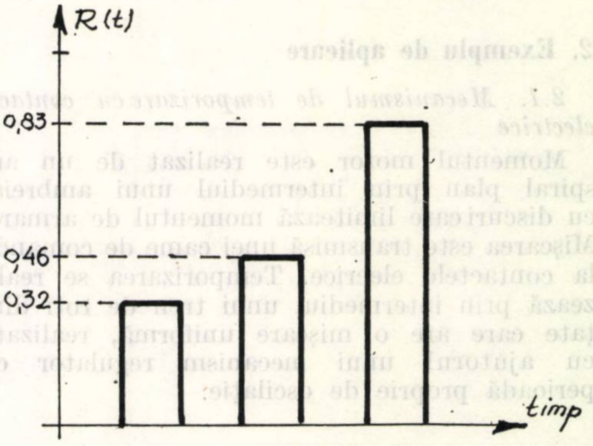


Fig. 2

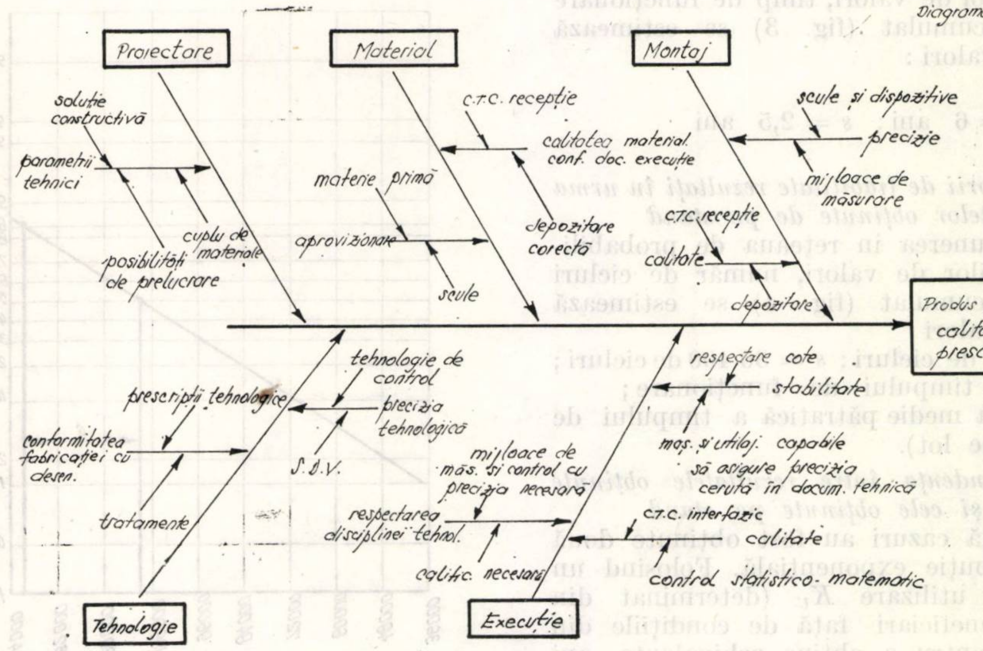


Diagrama
Proiectare
Material
Montaj
soluţie constructivă
parametrii tehnici
cuplu de materiale
posibilităţi de prelucrare
C.T.C. recepţie
calitatea material. conf. doc. execuţie
materie primă
aprovizionare
depozitare corectă
scule
scule şi dispozitive
precizie
mijloace de măsurare
C.T.C. recepţie
calitate
depozitare
Produs finit calitatea prescrisă
tehnologie de control
prescripţii tehnologice
precizia tehnologică
conformitatea fabricaţiei cu desen.
S.D.V.
tratamente
mijloace de măs. şi control cu precizia necesară
respectarea disciplinei tehnol.
calific. necesară
respectare cote
stabilitate
maş. şi utilaj. capabile să asigure precizia cerută în docum. tehnică
C.T.C. interfazic
calitate
control statistico- matematic
Tehnologie
Execuţie

Diagrama 1

Din analiza diagramei 1 se poate evalua posibilitatea şi căile de intervenţie pentru îmbunătăţirea calităţii şi a fiabilităţii. In faza inţială acest procedeu este nedeterminat neputîndu-se stabili o prioritate de abordare. Aplicarea sa în exclusivitate este costisitoare şi de lungă durată.

Pentru evitarea acestor dificultăţi s-a adoptat altă metodă. Prin stabilirea parametrilor funcţionali care variază în timp se poate urmări variaţia stabilităţii lor dinamice.

Din analiza stabilităţii dinamice se pot urmări :

— mecanismul de defectare în timp bazat pe deriva de parametri ;

— schema-bloc de interdependenţă cauză — efect în mecanismul de degradare.

2. Exemplu de aplicare

2.1. *Mecanismul de temporizare cu contacte electrice*

Momentul motor este realizat de un arc spiral plan prin intermediul unui ambreiaj cu discuri care limitează momentul de armare. Mişcarea este transmisă unei came de comandă la contactele elecrice. Temporizarea se realizează prin intermediul unui tren de roţi dinţate care are o mişcare uniformă, realizată cu ajutorul unui mecanism regulator cu perioadă proprie de oscilaţie.

3. Indicatorii de fiabilitate rezultaţi

3.1. *Indicatorii de fiabilitate rezultaţi în urma prelucrării datelor din exploatare*

Prin transpunerea în reţeaua de probabilitate a perechilor de valori, timp de funcţionare — procentaj cumulat (fig. 3) se estimează următoarele valori :

$$m = 6 \text{ ani}; \quad s = 2{,}5 \text{ ani}$$

3.2. *Indicatorii de fiabilitate rezultaţi în urma prelucrării datelor obţinute de pe stand*

Prin transpunerea în reţeaua de probabilitate a perechilor de valori, număr de cicluri — procentaj cumulat (fig. 4) se estimează următoarele valori :

$m = 72\,000$ de cicluri ; $s = 30\,400$ de cicluri ;

m — media timpului de funcţionare ;

s — abaterea medie pătratică a timpului de funcţionare (pe lot).

3.3. *Corespondenţa între rezultatele obţinute în exploatare şi cele obţinute pe stand*

În cele două cazuri au fost obţinute două legi de distribuţie exponenţială. Folosind un coeficient de utilizare K_U (determinat din ancheta la beneficiari faţă de condiţiile din specificaţie) pentru a obţine echivalenţa, ani — număr de acţionări, şi notînd :

n_1 — numărul de acţionări pe stand ;

n_2 — numărul de acţionări din exploatare ;

m_1 — timpul mediu de bună funcţionare pe stand ;

m_2 — timpul mediu de bună funcţionare din exploatare,

prin aplicarea cazului particular al legii lui Arhenius :

$$n_2 = n_1^{-B\left(\frac{1}{m_1} - \frac{1}{m_2}\right)}$$

se poate determina constanta B valabilă pe tot intervalul.

Rezultă echivalenţa între cele două tipuri de defectări şi existenţa unui factor de accele-

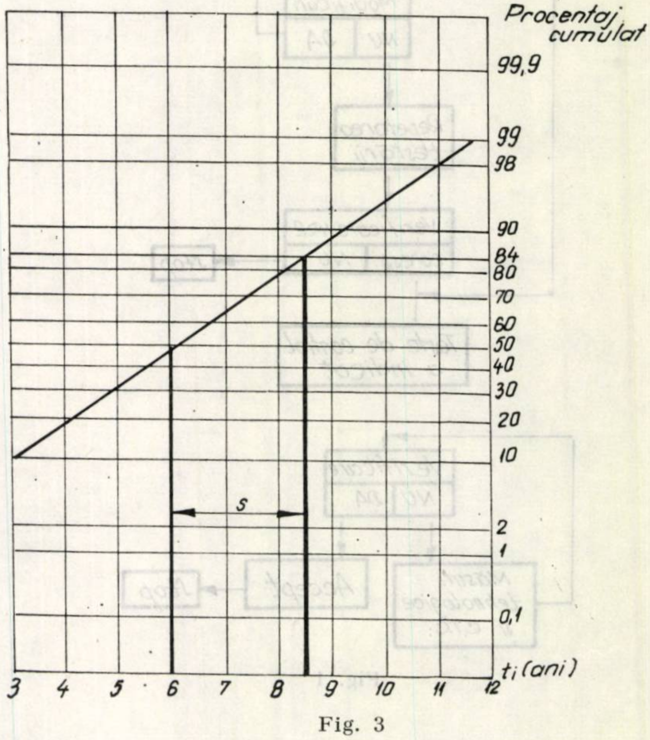


Fig. 3

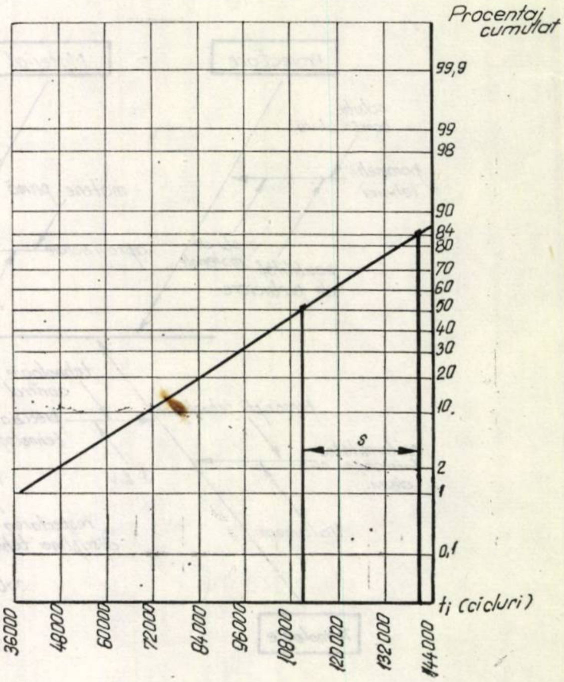


Fig. 4

rare a mecanismului de defectare existent în condiţiile de exploatare datorit mediului diferit în care funcţionează. Prin trasarea unei diagrame de echivalenţă (fig. 5), numărul de acţionări — ani, se poate continua analiza comportării în timp a produsului numai prin prelucrarea datelor de pe stand.

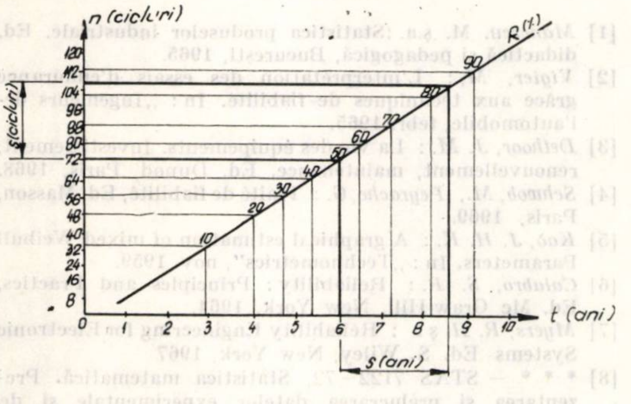


Fig. 5

4. Analiza stabilităţii dinamice a caracteristicilor tehnice

Principalele caracteristici tehnice ale întrerupătorului de temporizare sînt:

- intervalul de temporizare;
- momentul de armare.

Prin solicitarea pe stand a unui număr de douăzeci de întrerupătoare pe o durată de 60 000 de acţionări şi prin măsurarea la un interval de 2 000 de cicluri a celor două caracteristici tehnice, în urma datelor obţinute se pot trasa diagramele de control al mediei aritmetice şi al amplitudinii precum şi limitele lor de control (fig. 6 şi 7).

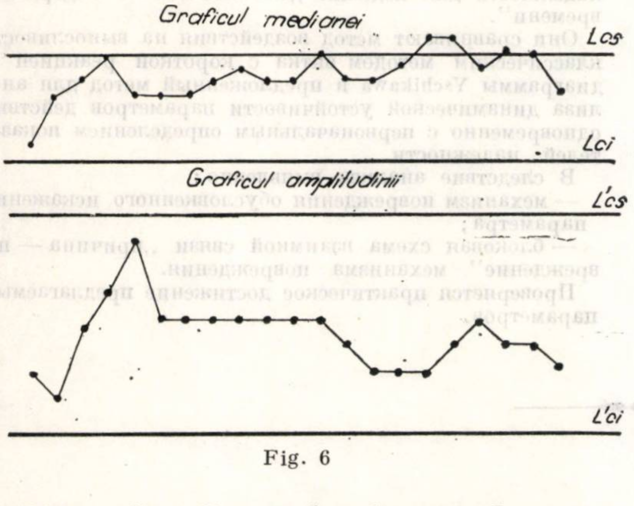


Fig. 6

Din analiza diagramelor de control pentru intervalul de temporizare rezultă:

- produsul prezintă o precizie corespunzătoare;
- depăşirea L_{cs} arată o instabilitate a reglajului.

Din analiza diagramelor de control pentru momentul de armare rezultă:

- încălcarea stabilităţii preciziei;
- încălcarea stabilităţii reglajului;
- scăderea în timp a valorii medii a momentului de armare şi stabilizarea lui după o anumită perioadă în intervalul cuprins între limitele de control.

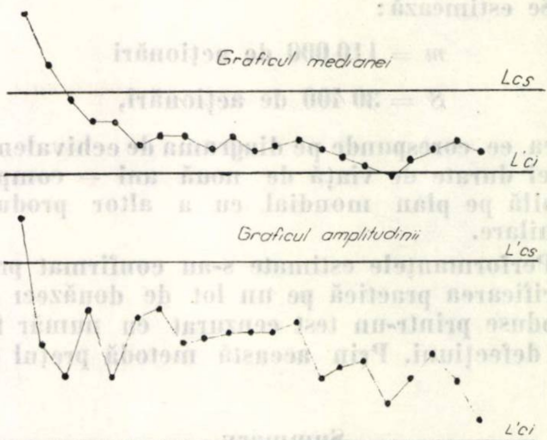


Fig. 7

Cauzele care determină aceste anomalii sînt:

- intervalul redus de reglare a temporizării;
- variaţia în timp a momentului de alunecare a ambreiajului limitator corespunzător unei perioade de rodaj.

5. Concluzii

Prin mărirea posibilităţii de reglare a intervalului de temporizare de la ± 5 s pînă la ± 10 s pentru a obţine acelaşi timp la momentul zero pentru toate întrerupătoarele şi prin rodarea ambreiajelor pe o perioadă co-

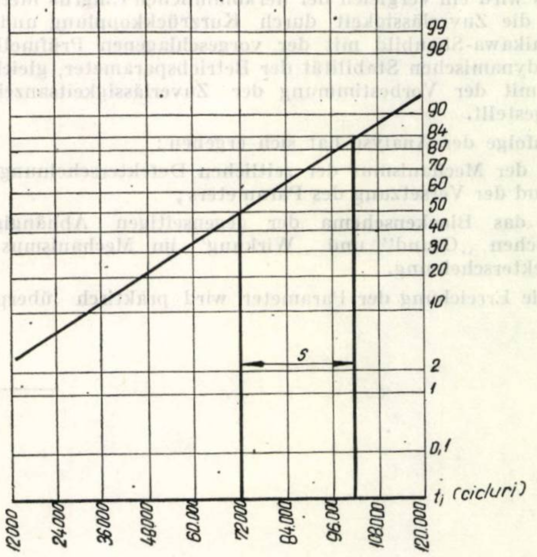


Fig. 8

respunzătoare unui număr de 4000 de acţionări, se poate obţine o stabilitate dinamică a caracteristicilor tehnice. Revenind asupra datelor obţinute de pe stand şi eliminînd din calcule defecţiunile datorate nerealizării timpului de armare, rezultă următorul grafic (fig. 8).

Se estimează:

$$m = 110\,000 \text{ de acţionări}$$

$$S = 30\,400 \text{ de acţionări,}$$

ceea ce corespunde pe diagrama de echivalenţă unei durate de viaţă de nouă ani — comparabilă pe plan mondial cu a altor produse similare.

Performanţele estimate s-au confirmat prin verificarea practică pe un lot de douăzeci de produse printr-un test cenzurat cu număr fix de defecţiuni. Prin această metodă preţul de cost al acţiunii de determinare şi îmbunătăţire a indicatorilor de fiabilitate s-a redus de 4,5 ori.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mănescu.* M. ş.a. :Statistica produselor industriale. Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1965.

[2] *Vigier, M,* : L'interprétation des essais d'endurance grâce aux techniques de fiabilité. In : ,,Ingenieurs de l'automobile, febr. 1965.

[3] *Dethoor, J. M.* : La vie des équipements. Investissement, renouvellement, maintenance. Ed. Dunod, Paris, 1968.

[4] *Schwob, M., Peyrache, G.* : Traité de fiabilité, Ed. Masson, Paris, 1969.

[5] *Kao, J. H. K.* : A graphical estimation of mixed Weibull Parameters. In : ,,Technometrics'', nov. 1959.

[6] *Calabro, S. R.* : Reliability : Principles and Practics, Ed. Mc Graw-Hill, New York, 1964.

[7] *Myers, R. H.* ş a : Reliability Engineering for Electronic Systems Ed. S. Wiley, New York, 1967

[8] * * * — STAS 7122—72, Statistica matematică. Prezentarea şi prelucrarea datelor experimentale şi de observaţie.

Summary

The paper concerns the results of reliability researches made on a delay switch.

The classical method of intervention on reliability through the short-feedback loop and Yschikawa plot is compared with the suggested analysis method of dinamical stability of functional parameters parallely with the original determination of reliability indicators.

As a result of the analysis :

— the mechanism of failure in time based on parameter drift ;

— the block diagram of cause — effect interdependence in failure mechanism are obtained.

The practical achieving of the proposed parameters is checked.

Zusammenfassung

Der Beitrag bezicht sich auf die Versuchungsergebnisse der Zuverlässigkeit, für das Erzeugnis ,,Zeitschalter''

Es wird ein Vergleich der herkömmlichen Eingrifs methode auf die Zuverlässigkeit durch Kurzrückkopplung und das Yschikawa-Shaubild mit der vorgeschlagenen Prüfmethode der dynamischen Stabilität der Betriebsparameter, gleichzeitig mit der Vorbestimmung der Zuverlässigkeitsanzeigern vorgestellt.

Infolge der Analyse hat sich ergeben :

— der Mechanismus der zeitlichen Defekterscheinung auf Grund der Versetzung des Parameters ;

— das Blockenschema der gegenseitigen Abhängigkeit zwischen ,,Grund'' und ,,Wirkung'' im Mechanismus der Defekterscheinung.

Die Erreichung der Parameter wird praktisch überprüft.

Résumé

L'étude présente les résultats des recherches sur la fiabilité, entreprises pour le produit denommé interrupter à action retardée On compare la méthode classique d'intervention sur la fiabilité par la bouche de réaction courte, ainsi que le diagramme Ischikawa, à la methode proposée dans l'article, d'analyse de la stabilité dynamique des paramètres fonctionnels parallèlement à la détermination initiale des indicateurs de fiabilité

Il en résulte :

— le type d'avarie dans le temps basé sur la dérive de paramètre ;

— le schéma-bloc d'interdépendence de ,,cause à effet'' pour le type respectif.

On vérifie la réalisation des paramètres proposées dans la pratique courante.

Резюме

Авторы представляют полученные результаты опытов надежности для изделия ,,Выключатель с выдержкой времени''.

Они сравнивают метод воздействия на выносливость классическим методом витка с короткой реакцией и диаграммы Yschikawa и предложенный метод для анализа динамической устойчивости параметров действия одновременно с первоначальным определением показателей надежности.

В следствие анализа выявленно :

— механизм повреждения обусловкенного искажения параметра ;

— блоковая схема взаимной связи ,,причина — повреждение'' механизма повреждения.

Проверяется практическое достижение предлагаемых параметров.

CZ: 658.562 : 621.335.2

Aspecte privind determinarea indicatorilor de fiabilitate pentru locomotiva electrică 060-EA de 5100 kw

Ing. Constantin **DONEA**; ing. Alexandru **CRĂSNEANU**; ing. Ion **BIZDUNĂ**
Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice în transporturi (ICPTT) – Bucureşti
Ing. Radu **MOŢOIU**; ing. Maria **GHIŢĂ** – Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini (ICPTCM) – Bucureşti
Ing. Florea **BURDUBUŞ** – Institutul de cercetări şi proiectări „Electroputere" Craiova

I. Introducere

Calitatea produselor constituie în prezent principalul factor de reglare a economiei mondiale, factor care, dublat de condiţia antagonistă a obţinerii acesteia cu costuri minime, determină competitivitatea pe piaţa mondială. Astfel, calitatea devine un etalon de referinţă pentru toate produsele industriale. Calitatea locomotivei electrice 060–EA de 5100 kW depinde de anumiţi factori cum sînt caracteristicile tehnice constructive, disponibilitatea şi costurile. La rîndul său, disponibilitatea locomotivei depinde de fiabilitatea ei şi de uşurinţa de întreţinere şi reparare. Un program de fiabilitate bine stabilit pentru locomotive implică avantaje atît pentru cel care le exploatează (administraţia de cale ferată) — reflectate într-o disponibilitate maximă a parcului de locomotive şi în cheltuieli minime de întreţinere şi reparaţie — cît şi pentru constructor, în sensul unei reduceri a reclamaţiilor de la beneficiarii interni şi externi şi a cheltuielilor în termen de garanţie.

Locomitiva electrică 060–EA de 5100 kW este un produs de mare complexitate, ea conţinînd elemente mecanice, pneumatice, electrice şi electronice, ceea ce impune tratarea fiabilităţii din mai multe puncte de vedere. Pe de altă parte, datorită cerinţelor impuse oricărui vehicul motor de cale ferată, fiabilitatea acestuia trebuie determinată prin prisma aptitudinii funcţionale şi prin siguranţa funcţională (siguranţa circulaţiei). Probabilitatea de defectare aferentă siguranţei circulaţiei trebuie să fie mai mică decît probabilitatea de defectare aferentă aptitudinii funcţionale [6]. Dintre toate categoriile de fiabilitate (calculată la nivel de proiect, intrinsecă şi operaţională), fiabilitatea în exploatare (operaţională) este indicatorul cel mai important al calităţii oricărui produs. În prezent există administraţii de cale ferată care utilizează în mod curent sisteme informaţionale pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate operaţionali cu ajutorul calculatoarelor electronice [1, 7, 9]. În cele ce urmează se prezintă o parte din rezultatele cercetărilor efectuate de Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice în transporturi (ICPTT) şi Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini (ICPTCM) – Bucureşti în perioada 1973–1975.

II. Determinarea indicatorilor preliminari de fiabilitate

Determinarea indicatorilor de fiabilitate s-a făcut cu considerarea următoarelor ipoteze:

— locomotiva se consideră produs cu restabilire;

— probabilitatea de apariţie a două sau mai multe defecţiuni într-un interval mic (parcurs sub 100 km) descreşte mai rapid decît lungimea acestui interval;

— defecţiunile apărute la locomotivă sînt defecţiuni independente;

— s-au luat în considerare toate defecţiunile care au determinat o imobilizare de cel puţin o oră pentru remediere, fără a ţine seama de gravitatea defectului.

Datele primare pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate au fost culese din depourile care exploatează locomotivele electrice 060–EA de 5 100 kW. Datele sînt înregistrate în documente şi formulare care satisfac necesarul de informaţii pentru luarea deciziilor privind exploatarea locomotivelor.

Datele culese în vederea determinării indicatorilor de fiabilitate se referă la:

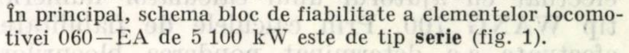
— identificarea obiectului (numărul locomotivei, data punerii în funcţiune, locul unde este folosită, lotul etc.);

— identificarea defectului (blocul funcţional la care a apărut, manifestarea şi cauza defectului);

— timpul de funcţionare (parcursul locomotivei în kilometri, durata termenului de garanţie, durata imobilizării).

Pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate au fost necesare următoarele acţiuni:

a. Stabilirea schemei bloc de fiabilitate a locomotivei. În principal, schema bloc de fiabilitate a elementelor locomotivei 060–EA de 5 100 kW este de tip **serie** (fig. 1).



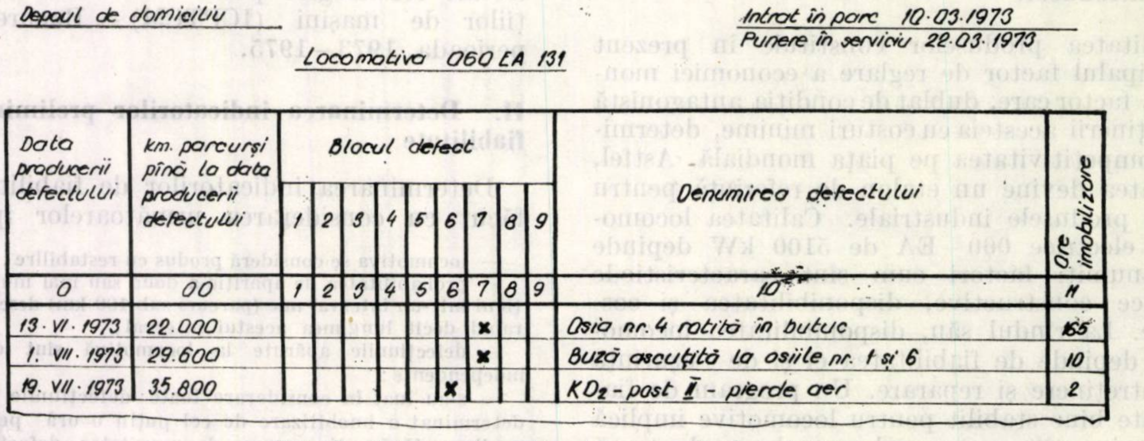
Blocuri funcţionale	
Cod	Denumirea
1	Circuite de înaltă tensiune
2	Circuit de tracţiune
3	Servicii auxiliare
4	Echipament pt. circuite de forţă
5	Echipament pt. circuite de comandă
6	Frîna pneumatică
7	Boghiul
8	Echipament pt. siguranţă, protecţie, măsură si contr.
9	Diverse

Fig. 1. Schema bloc de fiabilitate

b. Stabilirea lotului de locomotive. Lotul a fost stabilit astfel, încît să conțină locomotivele cu ultimele modificări constructive, exploatate în condițiile cele mai variate (secții de remorcare, tonaje, condiții de întreținere). Loturile de locomotive urmărite au fost alcătuite din 19...40 de locomotive.

c. Stabilirea perioadei de urmărire. Loturile de locomotive au fost urmărite în special în perioada termenului de garanție (un an de la darea în exploatare a locomotivei sau 200 000 km parcurși).

Datele au fost culese pe formulare special elaborate (fig. 2).



Depoul de domiciliu

Intrat în parc 10.03.1973

Punere în serviciu 22.03.1973

Locomotiva 060 EA 131

Data producerii defectului	km. parcurși pînă la data producerii defectului	Blocul defect									Denumirea defectului	Ore imobilizare
		1	2	3	4	5	6	7	8	9		
0	00	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
13 · VI · 1973	22.000							×			Osia nr. 4 rotită în butuc	165
1. VII · 1973	29.600							×			Buză ascuțită la osiile nr. 1 și 6	10
19. VII · 1973	35.800						×				KD_2 - post II - pierde aer	2

Fig. 2. Formularul pentru stringerea datelor statistice

Metodele de calcul se deosebesc în principal prin datele inițiale care se iau în considerare. Fiecare metodă are în vedere un anumit criteriu de fiabilitate, însă nici un criteriu nu exprimă toate caracteristicile unui produs. Criteriul de fiabilitate adoptat este cel al funcționării produsului fără defecțiuni. Indicatorii de fiabilitate s-au determinat analitic pe baza legii de repartiție de tip exponențial a timpului de funcționare. S-a ales această lege de repartiție deoarece locomotiva este un produs complex. S-a determinat grafic indicatorul „media timpului de funcționare pînă la prima defecțiune (MTFF)", folosind legea de repartiție tip Weibull și graficul Allan — Plait. Expresiile indicatorilor de fiabilitate, utilizați în calcule, sînt conform STAS 10307—75. Calculele s-au efectuat cu ajutorul unui calculator numeric tip WANG 700. Prin calculele de fiabilitate efectuate s-a determinat ponderea blocurilor funcționale în defectarea locomotivei, cu ajutorul analizei Pareto a defectelor (fig. 3).

Se constată că ponderea cea mai mare în defectarea locomotivei o au în ordine în primul și în al doilea rînd blocurile de circuit de înaltă tensiune și servicii auxiliare cu un total de circa 40%, urmate pe locul trei succesiv (în anii 1973, 1974) de boghiu, respectiv echipamentul pentru circuitul de forță. Schimbarea se explică prin îmbunătățirile aduse la ansamblul boghiu. Din analiza variației în timp a intensității de defectare (fig. 4) se observă o tendință de scădere a acestui indicator (pentru anul 1974), ceea ce înseamnă o creștere a medie timpului de funcționare (m).

Din analiza curbei de fiabilitate $R(t)$ (fig. 5) rezultă că lotul din anul 1973 se comportă în special după o lege normală, iar lotul din anul 1974 după o lege exponențială. Rezultatele sînt firești, deoarece locomotiva fiind un produs complex, apar simultan atît defecte de uzură cît și defecte accidentale.

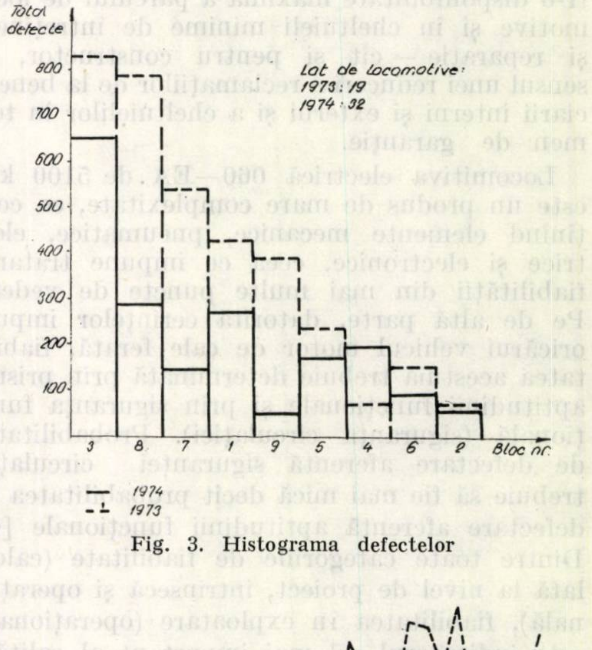


Fig. 3. Histograma defectelor

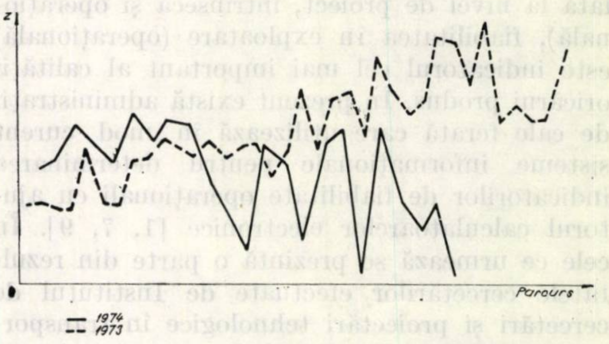


Fig. 4. Curba intensității de defectare

Din analiza indicatorului **media de timp de funcţionare** — *m* — (MTFF) rezultă că loturile de locomotive se împart în două populaţii

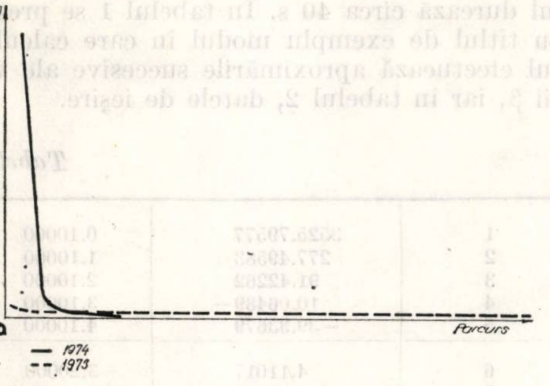


Fig. 5. Funcţia de fiabilitate

distincte (fig. 6), ceea ce ar putea indica o oarecare variaţie a calităţii produsului.

Din cercetările efectuate în acestă direcţie, se pot desprinde următoarele observaţii :

● Indicatorii de fiabilitate au valori relativ scăzute datorită şi faptului că nu s-au clasificat defectele după gravitatea lor. Indicatorii determinaţi în anul 1974 sînt cu 37% mai mari decît cei din anul 1973. Din analiza efectuată numai pentru perioada de termen de garanţie (*TG*) se constată că valoarea medie a timpului de funcţionare nu s-a modificat semnificativ, diferenţa de circa 35% provenind din faptul că valoarea mai mică ia în considerare un parcurs mai mare după termenul de garanţie. Dificultatea de a utiliza sursele actuale de informaţii pentru calculele de fiabilitate determină necesitatea elaborării unui sistem informaţional adecvat care să permită localizarea şi definirea defectelor (prin elementele care caracterizează defectul).

● Nu este recomandabil să se înscrie în actele normative valoarea indicatorilor de fiabilitate determinaţi pînă în prezent, deoarece aceştia sînt determinaţi pentru o stare de fapt corespunzătoare tehnologiei de fabricaţie actuale şi cu luarea în considerare a tuturor defectelor.

III. Sistem informaţional pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate

Sistemul informaţional pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate ai locomotivei 060-EA oferă o bază reală luării de decizii, atît pentru beneficiar cît şi pentru constructor. Acest sistem informaţional oferă constructorului date în vederea îmbunătăţirilor constructive şi a proiectării de noi produse, iar beneficiarului date pentru adaptarea ciclurilor de revizii şi reparaţii pe baza duratei de viaţă a subansamblurilor, omologarea produselor, alegerea de noi produse, aprovizionarea cu piese de schimb şi materiale etc.

Condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească sistemul informaţional pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate ai locomotivei sînt :

a. să permită aplicarea tehnicii moderne de calcul ;
b. să satisfacă necesarul de informaţii al beneficiarului şi al constructorului ;

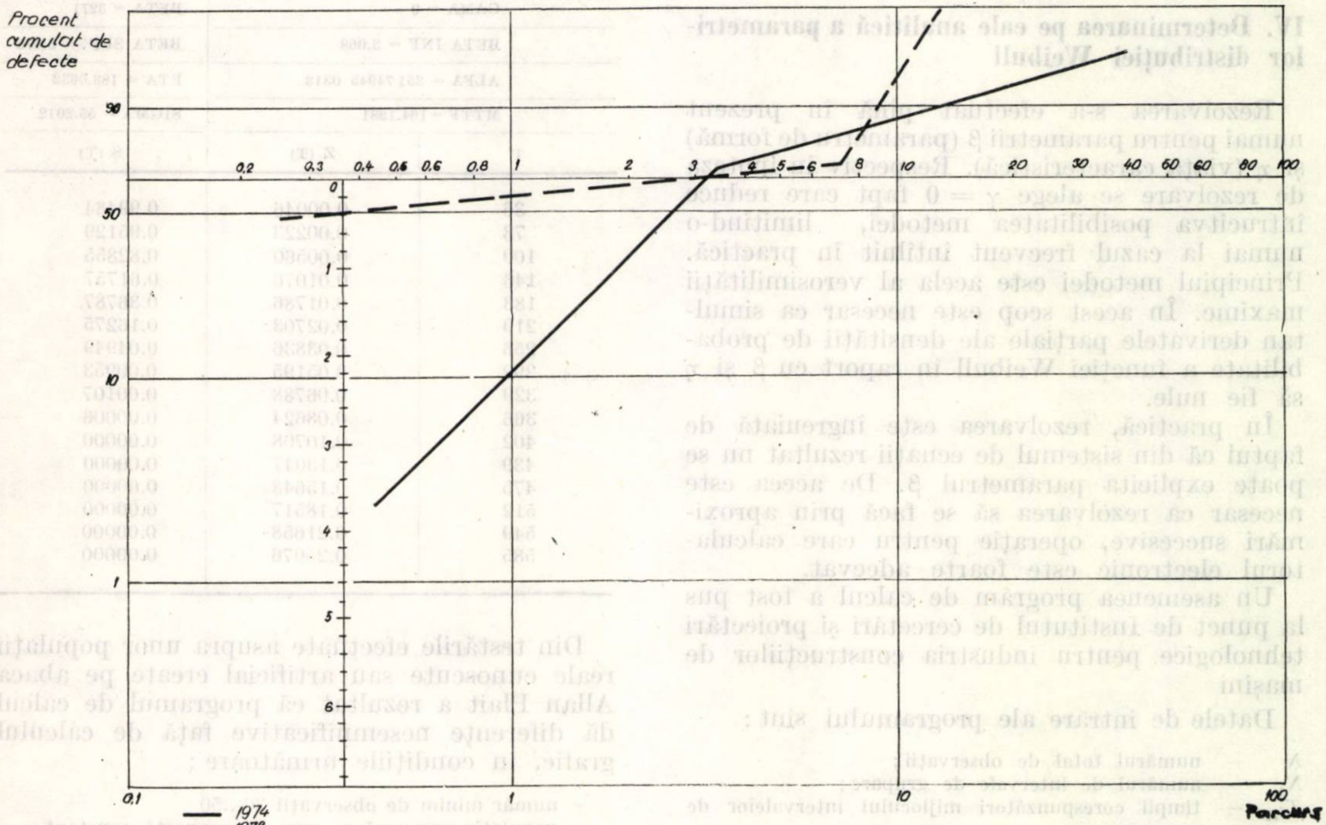


Fig. 6. Diagrama Allan Plait — Legea Weibull $R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\rho}\right)^{\beta}}$ pentru ansamblul locomotivei 060 — EA de 5 100 kW

c. să cuprindă toate tipurile de locomotive;
d. să urmărească întregul parc de locomotive.

Documentele de bază ale noului sistem informaţional sînt:

a. documentaţia pentru întreţinere şi reparaţie;
b. comanda de lucru codificată;
c. codul numeric pentru transcrierea în cifre a datelor verbale despre defecte;
d. indicatorii de fiabilitate şi relaţiile pentru calcularea lor.

Comanda de lucru codificată conţine următoarele categorii de date:

— date de evidenţă (depoul de domiciliu, numărul comenzii de lucru etc);
— date despre locomotivă (tip, număr de inventar, parcurs etc);
— date despre piesa defectă (ansamblu, subansamblu etc);
— date despre defect (elementele care definesc defectul);
— date de timp (data producerii defectului, imobilizare etc).

Aceste date se explicitează separat într-un catalog pe baza căruia se completează comanda de lucru codificată. Codul numeric pentru transcrierea în cifre a datelor verbale despre defecte este un cod zecimal. Codul alfabetic folosit la unele produse [2] nu poate fi utilizat la locomotivă din cauza complexităţii acesteia. Părţile componente ale locomotivei sînt codificate pe principiul funcţional. Indicatorii de fiabilitate şi relaţiile pentru calcularea lor sînt conform STAS 10307—75.

IV. Determinarea pe cale analitică a parametrilor distribuţiei Weibull

Rezolvarea s-a efectuat pînă în prezent numai pentru parametrii β (parametru de formă) şi η (viaţă caracteristică). Respectiv în ipoteza de rezolvare se alege $\gamma = 0$ fapt care reduce întrucîtva posibilitatea metodei, limitînd-o numai la cazul frecvent întîlnit în practică. Principiul metodei este acela al verosimilităţii maxime. În acest scop este necesar ca simultan derivatele parţiale ale densităţii de probabilitate a funcţiei Weibull în raport cu β şi η să fie nule.

În practică, rezolvarea este îngreuiată de faptul că din sistemul de ecuaţii rezultat nu se poate explicita parametrul β. De aceea este necesar ca rezolvarea să se facă prin aproximări succesive, operaţie pentru care calculatorul electronic este foarte adecvat.

Un asemenea program de calcul a fost pus la punct de Institutul de cercetări şi proiectări tehnologice pentru industria construcţiilor de maşini

Datele de intrare ale programului sînt:

N — numărul total de observaţii;
N_1 — numărul de intervale de grupare;
$T_{i,1}$ — timpii corespunzători mijlocului intervalelor de grupare;
$T_{i,2}$ — numărul de observaţii din fiecare interval de grupare;
$i = 1 \ldots N_1$

Ele au fost alese astfel, încît să poată fi folosite date provenite din observaţii individuale şi date provenite din histograme. Calculul durează circa 40 s. În tabelul 1 se prezintă cu titlul de exemplu modul în care calculatorul efectuează aproximările succesive ale valorii β, iar în tabelul 2, datele de ieşire.

Tabelul 1

1	3525.79577	0.10000
2	277.49583	1.10000
3	91.42262	2.10000
4	10.06489—	3.10000
5	—39.33679	4.10000
6	4.11017	3.20000
7	—1.57447	3.30000
8	3.52990	3.21000
9	2.95231	3.22000
10	2.37738	3.23000
11	1.80508—	3.24000
12	1.23539	3.25000
13	0.66831	3.26000
14	0.10379	3.27000
15	—0.45815	3.28000
16	0.04748	3.27100
17	—0.00879	3.27200

Tabelul 2

<table>
<tr><td colspan="2">GAMA = 0</td><td>BETA = 3271</td></tr>
<tr><td colspan="2">BETA INF = 3.068</td><td>BETA SUP. = 3.473</td></tr>
<tr><td colspan="2">ALFA = 251 74945 0313</td><td>ETA = 183.0632</td></tr>
<tr><td colspan="2">MTTF =164.1381</td><td>SIGMA = 55.2012</td></tr>
<tr><td>T</td><td>Z (T)</td><td>S (T)</td></tr>
<tr><td>36</td><td>0.00046</td><td>0.99484</td></tr>
<tr><td>73</td><td>0.00223</td><td>0.95129</td></tr>
<tr><td>109</td><td>0.00560</td><td>0.82855</td></tr>
<tr><td>146</td><td>0.01076</td><td>0.61757</td></tr>
<tr><td>183</td><td>0.01786</td><td>0.36787</td></tr>
<tr><td>219</td><td>0.02703</td><td>0.16275</td></tr>
<tr><td>256</td><td>0.03836</td><td>0.04949</td></tr>
<tr><td>292</td><td>0.05195</td><td>0.00953</td></tr>
<tr><td>329</td><td>0.06788</td><td>0.00107</td></tr>
<tr><td>366</td><td>0.08624</td><td>0.00006</td></tr>
<tr><td>402</td><td>0.10708</td><td>0.00000</td></tr>
<tr><td>439</td><td>0.13047</td><td>0.00000</td></tr>
<tr><td>475</td><td>0.15648</td><td>0.00000</td></tr>
<tr><td>512</td><td>0.18517</td><td>0.00000</td></tr>
<tr><td>549</td><td>0.21658</td><td>0.00000</td></tr>
<tr><td>585</td><td>0.25076</td><td>0.00000</td></tr>
</table>

Din testările efectuate asupra unor populaţii reale cunoscute sau artificial create pe abaca Allan Plait a rezultat că programul de calcul dă diferenţe nesemnificative faţă de calculul grafic, în condiţiile următoare:

— număr minim de observaţii 30...50
— populaţie omogenă şi care se comportă constant: (β = const).
$\gamma = 0$
— lot complet epuizat (defectat în întregime).

Concluzii

Datorită caracterului incomplet şi neunitar din punct de vedere al fiabilităţii datelor existente pentru locomotiva electrică 006-EA de 5100 kW, a fost necesară elaborarea unui sistem informational pentru determinarea indicatorilor de fiabilitate. S-a elaborat şi un sistem informaţional care va fi experimentat şi îmbunătăţit în funcţie de condiţiile concrete din exploatare. Programul de calcul pentru determinarea parametrilor distribuţiei Weibull este bine adaptat pentru exploatarea informaţiilor de fiabilitate obţinute prin ,,service''.

Introducerea şi exploatarea unui sistem informaţional pentru obţinerea indicatorilor de fiabilitate necesită o serie de cheltuieli (manoperă pentru completarea formularelor, formulare, cartele, ore calculator). Aceste cheltuieli sînt mici în comparaţie cu economiile rezultate prin valorificarea informaţiilor obţinute, fapt confirmat de răspîndirea tot mai largă pe care o capătă aceste sisteme [8]

O altă concluzie care s-a desprins a fost aceea că sistemul informaţional pentru orice produs şi în special pentru produsele complexe nu se poate elabora într-o singură etapă, fiind necesară adaptarea sa la caracteristicile produsului (construcţie, exploatare etc). Numai în baza unui sistem informaţional bine adaptat produsului este posibil ca fiabilitatea să devină o activitate permanentă şi eficace.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Erwin Vorban*: Das Informationssystem über den Triebfahrzegpark der DR — Die Eisenbahntechnik, nr. 4/1974.

[2] *Werner, G. W,, Hellmuth,* V. : Manifestarea defectului şi analiza efectului — mijloc eficient al activităţii de fiabilitate — Fertigungstechnik und Betrieb, 1/1974.

[3] *Pollard, A., Rivoire, Cl.* : Fiabilité et statistiques prévisionelles. Methode de Weibull. Ed. Eyroles, Paris — 1971.

[4] *Chapouille, P.,* şi *de Pazzis, R.* : Fiabilité des systémes. Ed. Masson, Paris — 1968.

[5] *Grant Ireson, W.* : Reliability handbook Ed Mc Graw Hill ; New-York — 1966.

[6] * * * Analiza fiabilităţii în sectorul transportului ; importanţa acesteia pentru activităţile de întreţinere, cercetare şi dezvoltare. Standardisirung — RDG — nr. 1/2 — 1972, respectiv D. S. nr. 8/1972.

[7] * * * Culegere de referate de la Simpozionul privind fiabilitatea în transporturile feroviare — Praga, aprilie 1975.

[8] *Nixon, F* : Involving the floor worker in quality and safety — Seminarul european pentru controlul de calitate în industria automobilului, Paris, noiembrie — 1972.

[9] *Yoshio Tsubouchi* : Merits observed in the maintenance of electric railcars of the New Tokaido Line — Japanese Railway Engineering, 1970, vol. 11, nr. 1

[10] *Gheorghe, D* : Studiul metodelor de determinare a fiabilităţii automobilului, cu aplicare la automobilele fabricate în R.S. România. Teză de doctorat, Bucureşti, 1973.

[11] * * * Studii de fiabilitate efectuate în perioada anilor 1973 — 1975, ICPTT—ICPTCM.

[12] * * * STAS 10 307—75 — Fiabilitatea produselor industriale Indicatori de fiabilitate.

Summary

The authors present the way of determination the preliminary reliability indicators for 060—EA electric locomotive of 5100 kW, as well as the necessity of elaborating a suitable informational system for determining reliability indicators, as advantogeous system both for constructing enterprises and for railway administration.

There are mentioned the conditions the informational system must fulfill for determining reliability indicators, its main elements and a calculation method for reliability indicators based on data supplied by the ,,service''.

Zusammenfassung

Die Verfasser stellen dar die Bestimmungsart der vorläufiger Zuverlässigkeitsanzeiger für die Elektrolokomotive 060—EA von 5100 kW und die Notwendigkeit der Ausarbeitung eines für die Bestimmung der Zuverläsigkeitsanzeiger passenden Informationssystems als ein vorteilhaftes System sowohl für die Bauunternehmen als auch für die Eisenbahnverwaltung.

Es sind die Bedingungen erwähnt die das Informationssystems für die Bestimmung der Zuverlässigkeitsanzeiger erfüllen muss, die hauptsächliche Elemente der Betriebssi cherheit und eine Rechnungsmethode der Zuverlässigkeitsanzeiger auf Grund der vom ,,Service'' gelieferten Angaben.

Résumé

Les auteurs présentent le mode de détermination des indicateurs préliminaires de fiabilité pour la locomotive électrique 060—EA de 5100 kW et la necessité d'élaborer un système informationel adéquate à la détermination des indicateurs de fiabilité, comme systeme avantageux pour les entreprises de constructions ainsi que pour les administrations de chemin de fer On présente aussi les conditions nécesaires à la détermination des indicateurs de fiabilité, ses caractéristiques, ainsi q'une méthode de calcul des indicateurs de fiabilité basée sur les dates fournies par le ,,service''.

Резюме

Авторы представляют способ определения предварительных показателей надежности для электровоза 060 ЕА на 5100 кв и необходимость разработки информационной системы, соответствующей опредлению показателей надёжности в качестве выгодной системы, как для строительных предприятий, так и для управления железных дорог.

Отмечаются условия, в которых информационная система должна определить показатели надёжности, главные элементы её и метод расчёта показателей надежности на основе данных, поставленных ,,сервис''.

CZ: 658.652 : 621.9

Rezerva de precizie—un factor determinant al valorilor indicatorilor fiabilității tehnologice la mașinile-unelte

Ing. A. **IONESCU**; S. ing. Ion **PARASCHIV** – Institutul de cercetări și proiectări de mașini-unelte și agregate (ICPMUA) – București
Dr. mat. Constantin **TÂRCOLEA** – Institutul politehnic – București

În procesul de exploatare a mașinilor-unelte, între subansamblurile principale ca și între toate elementele mecanice ale acestora, au loc fenomene de uzură, deformații termice, redistribuire a tensiunilor interne și coroziune, care concură la micșorarea preciziei geometrice și de lucru a mașinilor în raport cu timpul efectiv de lucru. Pornind de la scopul principal urmărit-menținerea unei fiabilități tehnologice ridicate pe o perioadă de timp cît mai mare — au fost studiați amănunțit factorii principali care conduc la ieșirea rapidă din abaterile admisibile de precizie. De o deosebită importanță prin influența ei hotărîtoare asupra evoluției preciziei în timp este uzura fizică a elementelor mobile ale mașinii [1].

În cazul mașinilor-unelte, elementele care influențează sensibil precizia de prelucrare sînt ghidajele și lagărele axului principal precum și elementele de susținere și centrare suplimentară a semifabricatelor. Întrucît la evoluția preciziei concură și procese cu caracter aleator, în cele ce urmează vom prezenta fenomenele avînd la bază și considerentele statistice și probabilistice corespunzătoare.

În figura 1 s-a prezentat o schemă de pierdere a preciziei, ținînd seama de împrăștierea parametrilor inițiali și de caracterul aleator al proceselor care reduc precizia de prelucrare. În exemplul dat Δa reprezintă toleranța pentru cota dată a piesei prelucrate, iar δ_T rezerva de precizie pe care o are mașina-unealtă, deoarece pe aceasta se mai pot prelucra încă, într-un oarecare interval de timp, piese de o anumită precizie, fără rebuturi (fig. 1)

Cota piesei o putem considera ca o mărime aleatoare X, cuprinsă între cele două limite extreme X_{max} și X_{min}.

Asupra acestei valori influențează următorii factori :

1. **Eroarea formei piesei**

a_f, care este funcție de parametrii inițiali ai mașinii-unelte, de precizia geometrică și de rigiditatea statică.

Astfel, forma rotundă a piesei obținute depinde de precizia ansamblului axului principal și a rulmenților acestuia; iar abaterile piesei în secțiune longitudinală de precizia de paralelism a ghidajelor batiului și a căruciorului față de axa de rotație a piesei etc.

2. **Eroarea de reglare inițială a mașinii**

față de o valoare de reglaj inițială X_i, care are în cazul unei legi de repartiție normale o abatere medie pătratică σ_i, fiind funcție de posibilitățile de reglare a mașinii, ca și de calificarea reglorului.

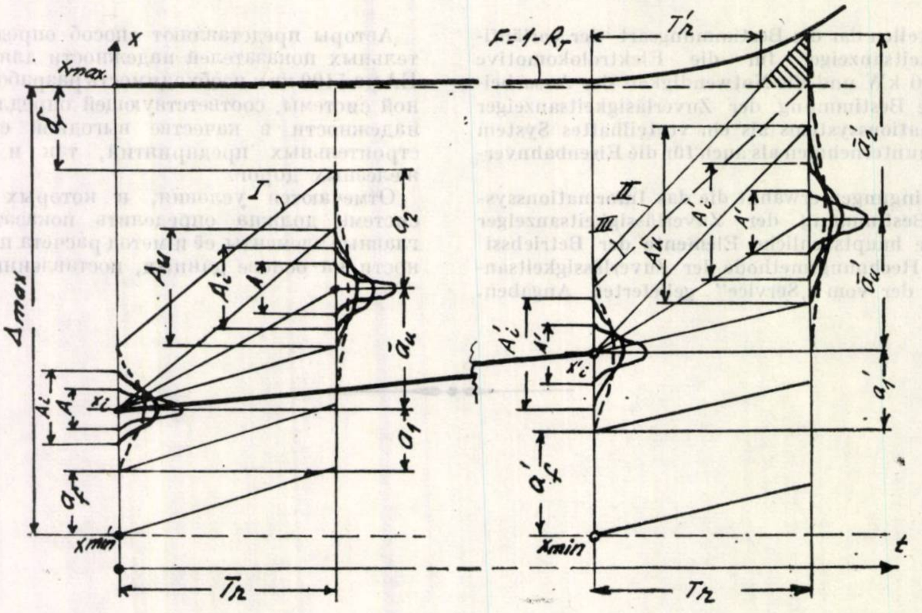


Fig. 1

Zona de împrăştiere a erorilor de reglare este :

$$A_i = 6\sigma_i \tag{1}$$

3. A = împrăştierea cotelor

datorită proceselor rapide de uzură este funcţie de rigiditatea statică şi dinamică, de regimurile de aşchiere utilizate, de configuraţia sculei etc. Ultimii doi factori duc la obţinerea unei zone de împrăştiere a mărimii de reglare iniţială X_i, a cărei mărime se obţine prin adunarea probabilistică a lui A_i şi A :

$$a_1 = X_i - (X_{min} + a_f) = \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_i}{2}\right)^2} \tag{2}$$

4. A_u = împrăştierea cotelor

care depinde de procesele de viteză medie, din care cele mai importante sînt uzura sculei şi deformările termice ale maşinii ; se manifestă în timpul perioadei dintre reglaje prin deplasarea centrului de împrăştiere a mărimilor X_i cu o mărime a_u, astfel încît panta acestei deplasări, capătă împrăştierea A_u.

În acest caz, zona de împrăştiere a lui X_i devine :

$$a_2 = \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_i}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_u}{2}\right)^2} \tag{3}$$

La sfîrşitul perioadei dintre reglaje T_r rămîne o rezervă de precizie încă neconsumată :

$$\delta_T = \Delta a - (a_f + a_i + \bar{a}_u + a_2) \tag{4}$$

în care $a_f + a_i + \bar{a}_u + a_2$ este eroarea totală a prelucrării.

Cîmpul de împrăştiere a parametrilor de precizie ai maşinii-unelte în această perioadă este determinat de zona I (fig. 1). Presupunînd că reglajul este independent, împrăştierea cotelor este instantanee, iar nivelul de reglare în timpul perioadei dintre reglaje este deplasat în cazul unei legi normale de repartiţie ; obţinem expresia globală a rezervei de precizie :

$$\delta_T = \Delta a - \left[a_f + \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_i}{2}\right)^2} + a_u + \right.$$

$$\left. + \sqrt{\left(\frac{A}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_i}{2}\right)^2 + \left(\frac{A_u}{2}\right)^2}\right] \tag{2}$$

În cazul legii normale de distribuţie, probabilitatea ca variabila aleatoare X trebuie să ia o valoare mai mică decît X_{max}, se poate calcula cu ajutorul funcţiei lui Laplace şi reprezintă chiar fiabilitatea tehnologică :

$$P(x) = R_T(t) = 0{,}5 + \Phi_0\left(\frac{X_{max} - X}{\sigma}\right) \tag{6}$$

în care :

Φ_3 = este funcţia Laplace normată ($0 \leqslant \Phi_0 < 0{,}5$)

Făcînd :

$$X_{max} - \bar{X} = \delta_T + a_2 \quad \text{şi} \quad \sigma = \frac{a_2}{3}, \text{ obţinem :}$$

$$R_T(t) = 0{,}5 + \Phi_0\left(\frac{\delta_T + a_2}{\frac{1}{3}a_2}\right) \quad \text{(v. fig. 2)} \tag{7}$$

Iată deci o relaţie între rezerva de precizie δ_T şi valoarea fiabilităţii tehnologice $R_T(r)$. Uneori se mai utilizează o mărime denumită coeficient de rezervă de precizie K_δ, pentru parametrii principali ai maşinii, definită de relaţia :

$$K_\delta = \frac{\Delta_a}{\Delta_a - \delta_T} \geqslant 1 \tag{8}$$

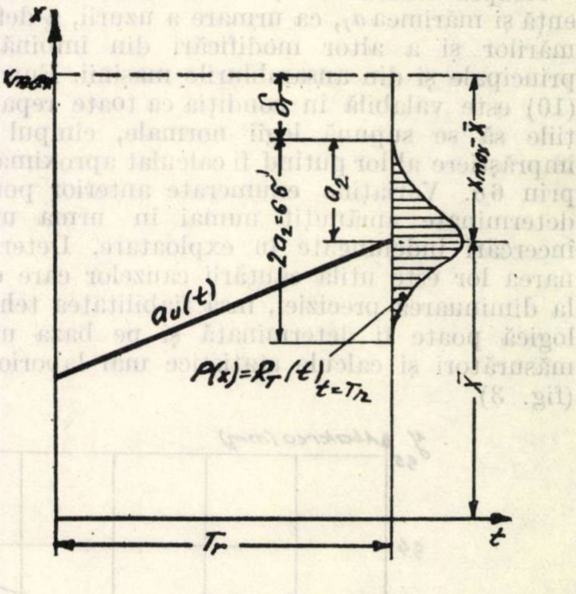


Fig. 2

Rezerva de precizie se poate obţine în urma unor încercări de scurtă durată, întrucît pentru determinarea lui K_δ şi δ_T nu este nevoie de aprecierea vitezei proceselor lente. Rezerva de precizie δ_T determină acea parte a cîmpului de toleranţă care poate fi consumată în timpul uzurii maşinii, cu condiţia ca precizia de prelucrare să fie în limitele admisibile. Odată cu funcţionarea maşinii, sub acţiunea proceselor lente ca uzura, deformarea, coroziunea etc., rezerva de precizie se va micşora şi odată cu ea şi fiabilitatea tehnologică $R_T(t)$.

Rezerva de precizie poate fi definită în funcţie de coeficientul de rezervă de precizie K_δ astfel:

$$\delta_T = \Delta a\left(1 - \frac{1}{K_\delta}\right) \tag{9}$$

Expresia fiabilităţii tehnologice devine:

$$R_T(t) = 0{,}5 + \Phi_0\left[3 + \frac{3\Delta a}{a_2}\left(1 - \frac{1}{K^\delta}\right)\right] \tag{10}$$

Deci, asupra valorilor fiabilităţii tehnologice un rol determinant îl are rezerva de precizie δ_T. Nu trebuie însă neglijată nici influenţa factorului a_2, asupra căruia au influenţă valorile lui A, A_i, A_u astfel:

— Creşterea zonei A se produce în urma creşterii jocului în îmbinări din cauza uzurii, a modificării rigidităţii şi a altor caracteristici care influenţează asupra proceselor rapide.

— Creşterea zonei A_i se produce ca urmare a uzurii şi a îmbinării subansamblurilor de reglare a maşinii.

— Creşterea mărimilor A_u, a_u se produce în urma creşterii degajărilor de căldură, ca urmare a măririi coeficientului de frecare, a creşterii sarcinilor şi a altor fenomene care se produc în timpul uzurii mecanismelor.

Asupra valorii lui δ_T are o însemnată influenţă şi mărimea a_f, ca urmare a uzurii, a deformărilor şi a altor modificări din îmbinările principale şi din ansamblurile maşinii. Funcţia (10) este valabilă în condiţia ca toate repartiţiile să se supună legii normale, cîmpul de împrăştiere al lor putînd fi calculat aproximativ prin 6σ. Variaţiile enumerate anterior pot fi determinate amănunţit numai în urma unor încercări îndelungate în exploatare. Determinarea lor este utilă căutării cauzelor care duc la diminuarea preciziei, însă fiabilitatea tehnologică poate fi determinată şi pe baza unor măsurători şi calcule statistice mai laborioase (fig. 3).

În figura 3 s-a prezentat astfel modul de determinare a fiabilităţii tehnologice pe baza rezultatelor experimentale prelucrate statistic prin teoria corelaţiei a două variabile aleatoare. Presupunînd legea normală de repartiţie a abaterilor în jurul dreptei y care caracterizează evoluţia în timp a preciziei de prelucrare, zona de evoluţie este marcată de 6s care corespunde într-o bună aproximaţie lui 6σ.

Pentru a pune în evidenţă concret influenţa lui δ_T asupra lui $R_T(t)$ vom prezenta rezultatele obţinute la o familie de maşini de găurit. Dacă abaterea admisibilă după criteriul de precizie ales este $\Delta a = 0{,}3$ mm, se obţine o rezervă de precizie iniţială δ_{T_0} de circa 0,05 mm. O valoare diferită de zero a lui δ_T se menţine circa 2 300 de ore.

Valoarea MTBF$_T$ rezultă din intersecţia dreptei de regresie cu Δ_a.

Media timpului de bună funcţionare tehnologică este de: MTBF$_T$ = 8350 de ore. În această situaţie valoarea fiabilităţii tehnologice R_t ajunge după cinci mii de ore de funcţionare la 0,919, situaţie care corespunde deci unei rezerve de precizie iniţiale procentuale de 17 %. Dacă însă abaterea admisibilă este de 0,07 mm, situaţia se îmbunătăţeşte considerabil.

Rezultă:

— Media timpului de bună funcţionare tehnologică MRBF$_T$ = −11,52 ore, adică o reglare necorespunzătoare încă la punerea în funcţiune a maşinilor.

— Rezerva de precizie iniţială $\delta_{T_0} = -0{,}179$ mm.

— Fiabilitatea tehnologică după o sută de ore este de 0,16, iar după cinci mii de ore de 0,0001.

Iată deci că în condiţiile cînd factorii legaţi de uzură, de deformaţii şi de rigiditate sînt menţinuţi în aceleaşi limite, o influenţă hotărîtoare asupra valorilor fiabilităţii tehnologice şi a indicatorilor ei o are rezerva de precizie.

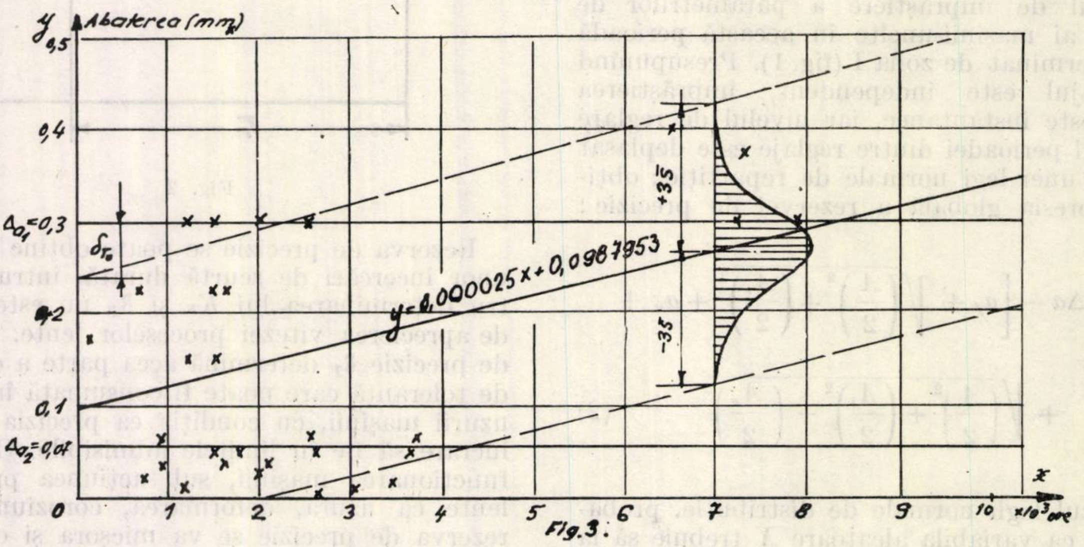


Fig. 3

Rezultă deci că pentru asigurarea unei fiabilităţi tehnologice ridicate pe o perioadă cît mai mare de timp este necesară o reglare corespunzătoare a maşinilor la o rezervă de precizie cît mai mare. Orientativ, subliniem că în URSS la marile întreprinderi constructoare de maşini-unelte se adoptă o valoare procentuală de 20–25% din abaterile admisibile, iar în Japonia de peste 50%. Valorile rezervei de precizie iniţiale se vor asigura pentru precizia de prelucrare, în special la acele probe care sînt şi criteriile de calcul al fiabilităţii tehnologice, adică cu cele mai mari tendinţe de evoluţie în timp.

Summary

Beside the other factors such, as wear speed and adjustment precision, the accuracy margin has a major influence upon the values realiability technological and their parameters.

The paper describes the way accuracy varies in time, and shortly studies the main influence factors.

After the mathematical definition of the technological reliability, the accuracy margin weight on this value is pointed out.

Finally, some numerical exemples are given, of wich it clearly results the negativ influence of lack in accuracy margin on the technological reliability.

Zusammenfassung

Neben anderen Faktoren als Abnutzungsgeschwindigkeit und Regelungsgenauigkeit, hat der Genauigkeitsvorrat über den technologischen Zuverlässigkeitswerte und ihre Anzeiger ein wichtiger Einfluss.

Der Beitrag beschreibt die zeitliche Genauigkeitsveränderungsart und klärt kurzgefasst die Einflusshauptfaktoren. Nach der mathematischen Bergriffsbestimmung der technologischen Zuverlässigkeit, das Genauigkeitsvorratgewicht über diese Werte wird betont. Endlich gibt man einige numerische Beispiele, aus denen der negative Einfluss der Genauigkeitsmangel auf die technologische Zuverlässigkeit klar erfolgt.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pronikov, A. S.*: Fiabilitatea tehnologică a maşinilor-unelte. Ed. Maşinostroenie, Moskva, 1971.

[2] * * * Cercetări de fiabilitate la maşinile de găurit şi frezat, ICPMUA şi Institutul politehnic – Bucureşti, 1975.

Résumé

En dehors d'autres facteurs, comme la vitesse d'usure et la précision du réglage , la réserve de précision a une influence majeure sur la fiabilité technologique et sur les indicateurs de cette fiabilité. Dans cet article on présente le mode de variation de la précision dans la temps, ainsi que les principaux facteurs exercitant de l'influence sur eux. Après la définition mathematique de la fiabilité technologique on souligne l'importance de la marge de précision sur sa valeur.

Finalement on donne quelques exemples numériques dont résulte clairement l'influence négative de l'absence de la marge de précision sur la fiabilité technologique.

Резюме

Статья предлагает метод селекции критерий точности на основе которым последовательно определяются показатели технологической надежности для машин-инструментов применяются понятия теорий соотношения двух будущих сомнительных переменных, а это понятие приписывается значениям эффективных отклонений и соответственно значениям относительных рабочих времен для множества опытнах машин.

CZ ; 658.562 ;621.9

Aspecte privind încercările accelerate la fiabilitate ale maşinilor-unelte

Dr. ing. Al. **DORIN** – Institutul politehnic – Bucureşti

1. Scopul încercărilor de fiabilitate

În ultimii cinci ani în domeniul construcţiilor de maşini-unelte tendinţele de mărire a productivităţii şi a preciziei de prelucrare au condus la extinderea :

— automatizării lanţurilor cinematice auxiliare ;

— utilizării comenzii numerice ;

— lăgăruirii şi sustentării hidrostatice ;

— măririi vitezelor de deplasare rapidă a meselor a săniilor (pînă la 6,5–10 m/min) şi a turaţiilor din lanţurile cinematice principale (pînă la 3000–4000 rot/min) ;

— folosirii motoarelor de curent continuu cu comandă cu tiristoare în lanţurile cinematice de avans) ;

— comenzii prin calculator a maşinilor cu comandă numerică.

Datorită acestei evoluţii, numărul sistemelor hidraulice, electrice şi electronice din componenţa maşinilor-unelte moderne a crescut simţitor, ceea ce a făcut ca studiul fiabilităţii (siguranţei în funcţionare) maşinilor-unelte să devină o necesitate stringentă şi nicidecum o modă. Deşi volumul cercetărilor de fiabilitate a crescut, în prezent există multe probleme de siguranţă în funcţionare a maşinilor-unelte, care nu au fost rezolvate.

— În primul rînd trebuie menţionat că practic proiectantul de maşini-unelte nu are la dispoziţie elementele cantitative necesare adoptării soluţiilor constructive optime din punct de vedere al fiabilităţii.

— În al doilea rînd nu există metodologii de încercare la fiabilitate general valabile pentru diverse tipuri de maşini-unelte.

— În al treilea rînd nu există un punct de vedere unitar în ceea ce privește legitățile de apariție și desfășurare a proceselor dăunătoare care duc la ieșirea din funcțiune a mașinilor-unelte.

Pentru mașinile-unelte încercările la fiabilitate dau posibilitatea:

— să se obțină date despre frecvența și cauzele defecțiunilor;

— să se stabilească timpul real de exploatare al subansamblurilor componente pînă la apariția primei defecțiuni;

— să se determine valoarea și dinamica uzurii componente;

— să se determine piesele cu durabilitatea cea mai mică;

— să se stabilească timpul necesar pentru remedierea defecțiunilor;

— să se elaboreze recomandări pentru mărirea fiabilității mașinilor-unelte.

Stabilirea indicilor de fiabilitate pentru mașinile-unelte, în condiții normale de funcționare necesită cheltuieli materiale și de timp foarte mari. Pentru obținerea acestor indici într-un timp relativ scurt se recurge la încercări accelerate la fiabilitate.

La realizarea încercărilor accelerate la fiabilitate trebuie stabilite [1]:

● tipul de încercare (în regim normal sau în regim forțat) și aparatura necesară încercării;

● tipul de defecțiune care va fi luat în considerare (uzură, oboseală, coroziune etc.);

● metodele de control pentru înregistrarea defecțiunilor;

● parametrii regimului de încercare;

● planificarea statistică a experiențelor, determinarea numărului de elemente încercate și a timpului de încercare;

● relațiile de calcul pentru prelucrarea rezultatelor obținute în urma încercărilor.

2. Clasificarea încercărilor accelerate la fiabilitate ale mașinilor-unelte

Încercările accelerate la fiabilitate pentru mașinile-unelte se pot clasifica după mai multe criterii (fig. 1).

După caracterul defecțiunii încercările accelerate pot fi încercări la fiabilitate tehnologică și respectiv de siguranță în funcționare. Elementele componente ale mașinilor-unelte se pot defecta fie accidental, fie datorită uzurii, oboselii și îmbătrînirii. Fenomenele de uzură și de îmbătrînire sînt fenomene monoton crescătoare în timp. Din cauza lor caractersticile elementelor se modifică, astfel încît la un moment dat mărimile de ieșire ies din cîmpul de toleranță, afectînd precizia de prelucrare și calitatea suprafețelor prelucrate.

În figura 2 de exemplu este prezentată variația preciziei geometrice a unui strung revolver monoax cu turelă în timpul exploatării. Curba 1 reprezintă variația jocului capului revolver, iar curba 2 variația necoaxialității dintre axul principal și axa găurii sculei din capul revolver [3]. După două mii de ore de funcționare jocul capului revolver a fost de 50 μm, depășind cu 20 μm jocul admisibil, iar necoaxialitatea a fost de 55 μm, depășind cu 35 μm valoarea admisă.

Defecțiunile aleatorii și cele provocate de uzură se supun unor legi statistice de distribuție diferite. Defecțiunile accidentale au o

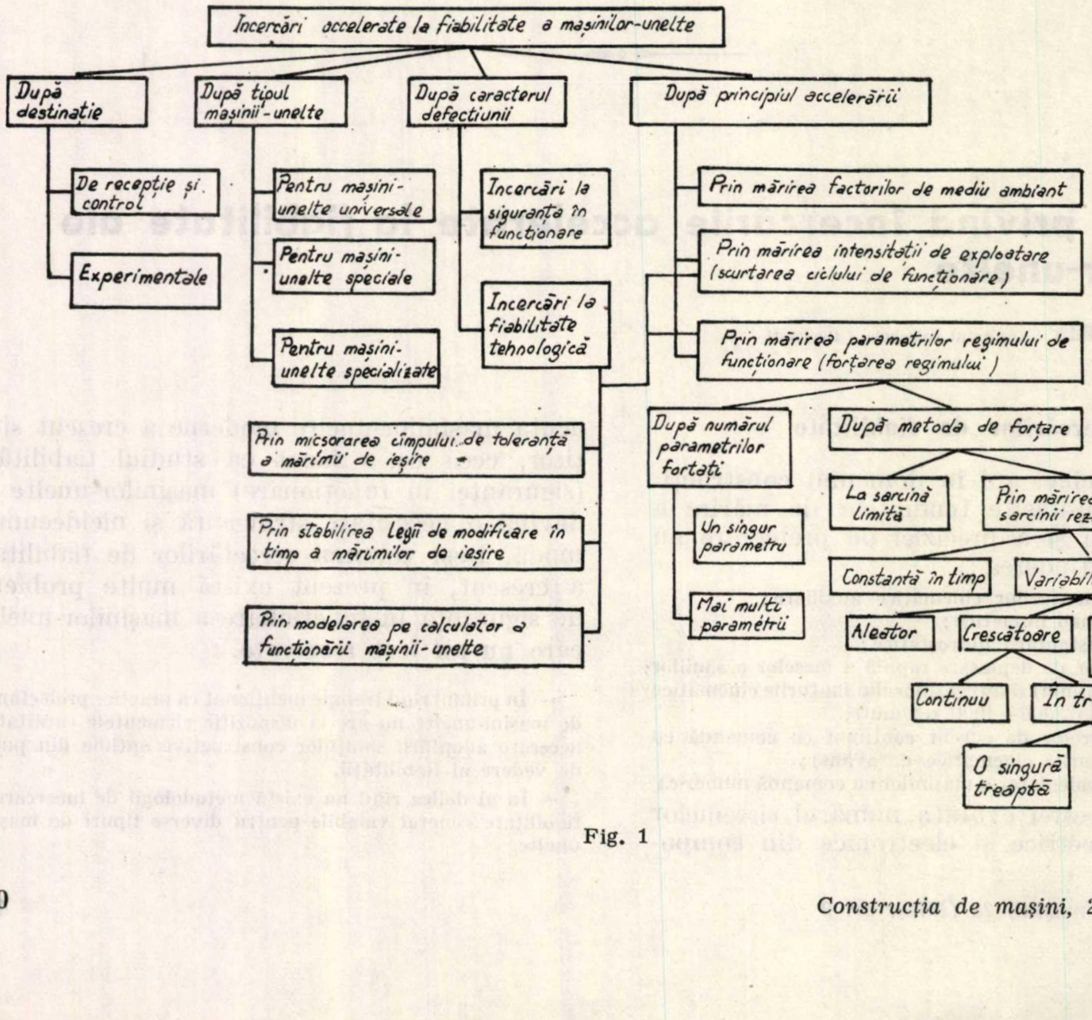

Incercări accelerate la fiabilitate a mașinilor-unelte
După destinație
După tipul mașinii-unelte
După caracterul defecțiunii
După principiul accelerării
De recepție și control
Experimentale
Pentru mașini-unelte universale
Pentru mașini-unelte speciale
Pentru mașini-unelte specializate
Incercări la siguranța în funcționare
Incercări la fiabilitate tehnologică
Prin mărirea factorilor de mediu ambiant
Prin mărirea intensității de exploatare (scurtarea ciclului de funcționare)
Prin mărirea parametrilor regimului de funcționare (forțarea regimului)
Prin micșorarea cîmpului de toleranță a mărimii de ieșire
Prin stabilirea legii de modificare în timp a mărimilor de ieșire
Prin modelarea pe calculator a funcționării mașinii-unelte
După numărul parametrilor forțați
După metoda de forțare
Un singur parametru
Mai mulți parametrii
La sarcină limită
Prin mărirea sarcinii rezistente
Constantă în timp
Variabilă în timp
Aleator
Crescătoare
După o lege impusă
Continuu
În trepte
O singură treaptă
Mai multe trepte

Fig. 1

lege de repartiţie exponenţială, iar cele cauzate de uzură o lege de distribuţie normală. În figura 3 sînt prezentate două distribuţii :

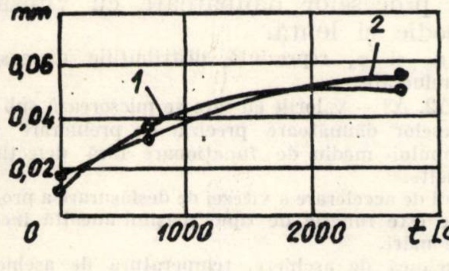


Fig. 2

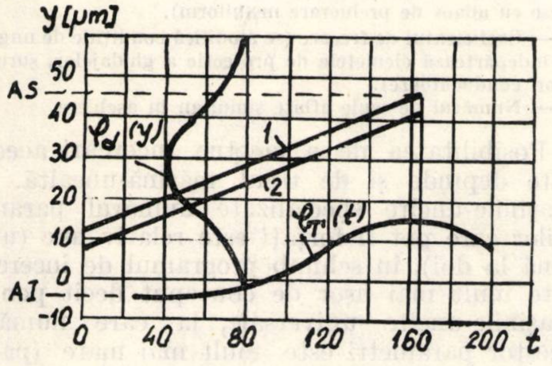


Fig. 3

$\varphi_T(t)$ — distribuţia timpului de funcţionare fără defecţiune a maşinilor de rectificat interior inele de rulmenţi, maşini care se consideră că ies din funcţiune din cauza uzurii ;

$\varphi_d(y)$ — curba de distribuţie a mărimii de ieşire (precizia dimensională a diametrului interior al inelelor exterioare ale rulmenţilor cu role).

Curba 1 indică deplasarea centrului împrăştierii diametrelor maxime,

iar curba 2 — deplasarea diametrelor minime ale inelelor prelucrate, pentru care abaterea superioară *AS* şi inferioară *AI* sînt cunoscute.

Ţinînd seama de natura defecţiunilor cît şi de faptul că în cazul maşinilor-unelte interesează în mai mare măsură variaţia mărimilor de ieşire, se utilizează noţiunea de siguranţă în funcţionare atunci cînd maşina-unealtă s-a defectat accidental (de exemplu la arderea unui motor electric, la ruperea curelelor de transmisie, la arderea bobinelor electromagneţilor distribuitoarelor cu sertar etc.) şi noţiunea de fiabilitate tehnologică atunci cînd mărimile de ieşire ies din cîmpul de toleranţă, adică atunci cînd precizia de prelucrare, calitatea suprafeţelor şi productivitatea scad sub valorile admisibile impuse. În cazul încercărilor accelerate procesul ieşirii din funcţiune a elementului sau sistemului este forţat prin mărirea parametrilor care influenţează fie apariţia defecţiunii care se înregistrează cel mai frecvent, fie modificarea pronunţată a mărimilor de ieşire.

Regimurile încercărilor accelerate la fiabilitate se pot obţine prin mărirea :

a. intensităţii de exploatare ;
b. a parametrilor regimului de funcţionare ;
c. a factorilor de mediu înconjurător.

În cazul maşinilor-unelte se utilizează numai primele două metode (a şi b), influenţa mediului ambiant asupra fiabilităţii în condiţii normale de funcţionare fiind nesemnificativă.

Eficacitatea metodelor de încercare accelerată la fiabilitate este evaluată cu ajutorul coeficientului de accelerare K_{acc}, care reprezintă raportul dintre timpii de încercare în regim normal t_n şi în regim accelerat (t_{acc}) ;

$$K_{acc} = \frac{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} t_n}{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n} t_{acc}} \qquad (1)$$

3. Particularităţile încercărilor accelerate la fiabilitate ale maşinilor-unelte

Forţarea regimului de încercare prin mărirea intensităţii de exploatare în cazul maşinilor-unelte constă fie în mărirea numărului de cicluri de lucru (T_c) fie în scurtarea timpilor de staţionare (t_o). Această metodă se poate utiliza în cazul maşinilor-unelte speciale sau specializate, care funcţionează după un ciclu bine stabilit, sau al maşinilor-unelte cu comandă numerică la care ciclul de lucru poate fi repetat cu uşurinţă, ciclu care se succede la intervale care pot fi constante sau variabile (fig. 4). Din figura 4 a rezultă conform ciclogramei de funcţionare că timpul real de funcţionare este mai mic decît timpul efectiv al ciclului :

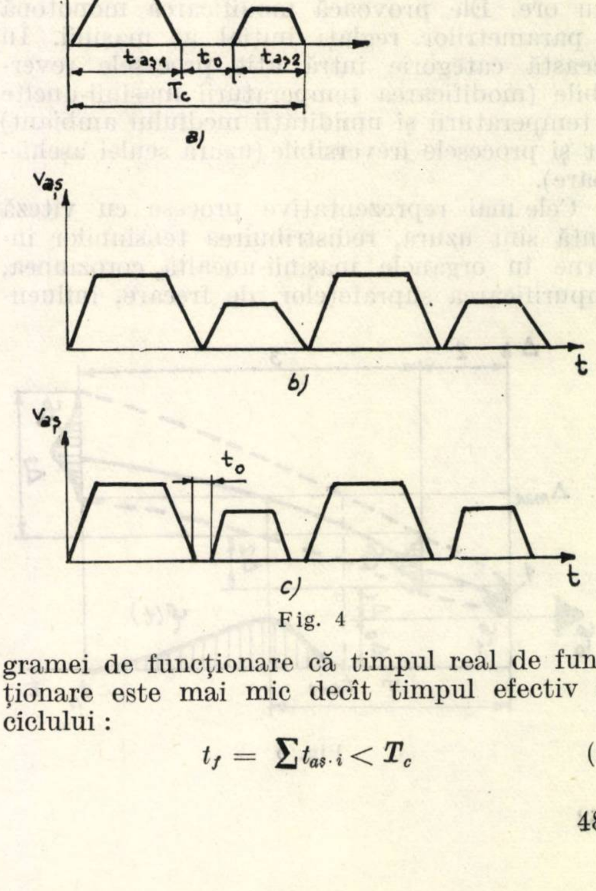


Fig. 4

$$t_f = \sum t_{as \cdot i} < T_c \qquad (2)$$

Ţinînd seama de perioadele de nefuncţionare t_0, regimul se forţează prin eliminarea sau micşorarea timpilor de oprire pe cît posibil conform ciclogramelor din figura 4 b şi c. Se recomandă ca acest tip de încercare să se folosească pentru determinarea indicilor de fiabilitate ai maşinilor de rectificare care funcţionează în ciclu automat, acesta putînd fi reglat cu uşurinţă. În acest caz coeficientul de accelerare ia valori cuprinse între 50 şi 80. Veridicitatea datelor obţinute în cazul măririi intensităţii de exploatare depinde de succesiunea şi durata perioadelor de lucru şi de oprire a maşinii-unealtă. Acestea trebuie alese astfel, încît maşina-unealtă să nu se încălzească mai mult decît în cazul funcţionării în regim normal. Mărirea parametrilor regimului de funcţionare a unei maşini-unealtă contribuie la intensificarea proceselor dăunătoare sub acţiunea cărora se produce defectarea acesteia.

În funcţie de viteza de desfăşurare, Dunin-Barkovski şi Pronikov [2,3] împart procesele dăunătoare în trei grupuri ;

— cu viteză rapidă ;
— cu viteză medie ;
— cu viteză lentă.

• Procesele cu viteză rapidă durează cîteva secunde, avînd o evoluţie periodică în cursul unui ciclu de prelucrare a unei piese. Astfel de procese sînt vibraţiile subansamblurilor, variaţia forţelor de frecare şi a forţelor de aşchiere.

• Procesele cu viteză medie apar în timpul funcţionării de regim a maşinilor-unelte, avînd o durată care se măsoară de obicei în minute sau ore. Ele provoacă modificarea monotonă a parametrilor reglaţi iniţial ai maşinii. În această categorie intră atît procesele reversibile (modificarea temperaturii maşinii-unelte a temperaturii şi umidităţii mediului ambiant) cît şi procesele ireversibile (uzura sculei aşchietoare).

• Cele mai reprezentative procese cu viteză lentă sînt uzura, redistribuirea tensiunilor interne în organele maşinii-unealtă, coroziunea, impurificarea suprafeţelor, de frecare, influenţînd asupra preciziei, asupra productivităţii şi asupra stabilităţii maşinii-unelte.

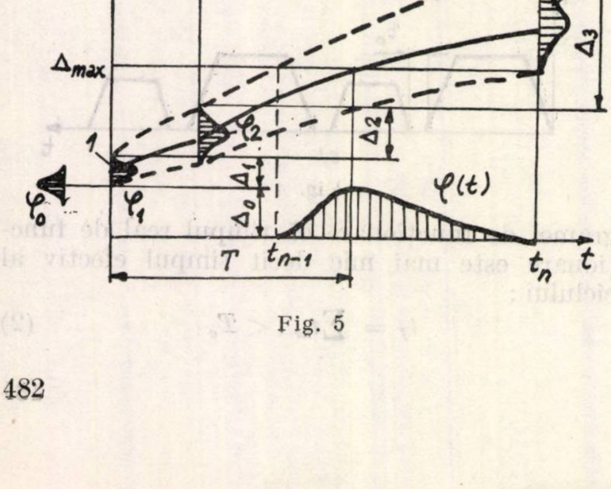


Fig. 5

În figura 5 este prezentată variaţia în timp a preciziei de prelucrare Δ a unei maşini-unealtă datorită proceselor dăunătoare cu viteza rapidă, medie şi lentă.

— φ_1, φ_2 şi φ_3 reprezintă distribuţiile dimensiunilor pieselor prelucrate.

— Δ1, Δ2, Δ3 — valorile cu care se micşorează sub influenţa proceselor dăunătoare precizia de prelucrare în decursul timpului mediu de funcţionare fără defecţiuni al maşinii-unelte.

— Modul de accelerare a vitezei de desfăşurare a proceselor dăunătoare este funcţie de tipul maşinii-unealtă încercate, putîndu-se mări.

— Adîncimea de aşchiere, temperatura de aşchiere (se lucrează fără lichid de răcire).

— Amplitudinea şi frecvenţa vibraţiilor (se prelucrează piese cu adaos de prelucrare neuniform).

— Coeficientul de frecare (se modifică condiţiile de ungere, se îndepărtează elemetele de protecţie a ghidajelor, şuruburilor conducătoare).

— Numărul de scule aflate simultan în aşchiere.

Posibilitatea de a efectua încercări accelerate depinde şi de tipul maşină-unealtă. La maşinile-unelte specializate numărul parametrilor care pot fi forţaţi este relativ mic (unul pînă la doi), în schimb programul de încercări este mult mai uşor de conceput decît pentru maşinile-unelte universale, la care numărul acestor parametri este mult mai mare (patru pînă la cinci).

Încercările accelerate la fiabilitate tehnologică se pot realiza prin :

— forţarea regimurilor de funcţionare ;
— mărirea intensităţii de exploatare ;
— micşorarea cîmpului de toleranţă a mărimii de ieşire ;
— stabilirea legii de modificare în timp a mărimilor de ieşire ;
— modelarea funcţionării maşinii-unelte pe calculator.

Pentru elaborarea unei metode de încercări accelerate la fiabilitate tehnologică prin forţarea regimurilor de lucru este necesar să se rezolve două probleme şi anume :

— alegerea corectă a regimului de accelerare ;
— determinarea dependenţei dintre indicii de siguranţă în funcţionare ai elementului în regim normal şi în regim accelerat (forţat).

Alegerea unuia sau mai multor parametri care vor fi modificaţi, astfel încît să rezulte un regim forţat, este condiţionată de :

— modul de determinare a valorilor parametrilor care caracterizează regimul critic ; depăşirea acestor valori duce la modificarea fenomenelor fizice care provoacă defectarea elementelor sau subansamblurilor încercate şi deci la obţinerea unor rezultate şi interpretări eronate ;
— posibilitatea realizării pe standuri experimentale a unor regimuri forţate de încercare.

În prezent există două moduri de soluţionare a acestor probleme, fie prin încercări în trepte, fie prin aplicarea teoriei similitudinii. Stabilirea valorilor admisibile pentru regimurile forţate prin încercări în trepte este prezentată în lucrările [4, 5]. În cazul folosirii teoriei similitudinii se urmăreşte stabilirea unor relaţii între indicii siguranţei în funcţionare ai elementelor maşinii-unealtă şi viteza de desfăşurare a proceselor dăunătoare. Aceasta este o problemă foarte complexă care a dat rezultate satisfăcătoare doar în cazul determinării dependenţei dintre intensitatea de defectare a elementelor maşinii-unealtă, temperatură şi timpul de încercare [3]. Pentru stabilirea unei relaţii analitice între timpii de funcţionare fără defecţiuni în regim normal şi în regim accelerat trebuie în primul rînd ca rezultatele obţinute în urma încercărilor accelerate să fie veridice. Această condiţie este îndeplinită dacă :

— Legile de distribuţie ale defecţiunilor în regim normal şi în regim accelerat sînt identice.

— Natura defecţiunilor pentru cele două regimuri de funcţionare este aceeaşi ; trebuie avut în vedere ca prin forţarea regimului să nu apară modificări calitative ale proceselor dăunătoare şi defecţiuni suplimentare care nu sînt semnalate în condiţii normale de funcţionare. Deci din punct de vedere fizic natura defecţiunilor nu trebuie să se modifice.

— Raportul dintre numărul defecţiunilor accidentale şi treptate pentru ambele regimuri este acelaşi.

— Legile de distribuţie ale mărimilor de ieşire a elementului (sau sistemului) sînt asemănătoare pentru două regimuri de funcţionare.

Esenţiale sînt cerinţele referitoare la identitatea cauzelor ieşirii din funcţionare şi a legilor de distribuţie a defecţiunilor. Metoda stabilirii legii de modificare în timp a mărimilor de ieşire care caracterizează capacitatea de funcţionare a maşinii-unealtă constă în stabilirea unei relaţii de forma :

$$P(t) = \varphi(t, \alpha_1, \alpha_2, \ldots \alpha_m) \qquad (3)$$

în care :

$P(t)$ reprezintă funcţia fiabilităţii tehnologice ;

t — timpul ;

$\alpha_k(k - 1, 2 \ldots m)$ — parametrii distribuţiilor mărimilor de ieşire ai maşinii-unealtă, care pot fi determinaţi prin încercări experimentale.

Această metodă prezintă avantajul că parametrii distribuţiilor mărimilor de ieşire se determină adesea mai repede şi mai comod decît parametrii distribuţiei timpului de funcţionare fără defecţiuni ai maşinii-unealtă. Numărul de maşini-unelte necesar pentru determinarea indicilor de fiabilitate tehnologică este relativ mic. Metoda oferă posibilitatea reliefării legăturii dintre mărimile de ieşire ale maşinii-unealtă şi procesele dăunătoare care afectează funcţionarea acesteia, precum şi posibilitatea de prognoză a indicilor de siguranţă pe baza unor date experimentale obţinute într-un timp relativ scurt.

În cazul în care cîmpul de toleranţă al mărimii de ieşire este mai mare sau cel puţin egal cu 6σ, se poate folosi pentru determinarea fiabilităţii tehnologice metoda micşorării cîmpului de toleranţă.

Metoda constă în împărţirea cîmpului de toleranţă δ a mărimii de ieşire y_e într-un număr de cîmpuri convenţionale :

$$\delta_{y_{e1}}, \delta_{y_{e2}}, \ldots, \delta_{y_{ek}}.$$

În urma funcţionării în regim normal a maşinii-unealtă şi în urma măsurării mărimii de ieşire cu o precizie cît mai mare, se va constata după un timp τ inegalitatea :

$$\delta_{y_{ej}} \geqslant C_M \Delta lim M \qquad (4)$$

în care :

C_M este un coeficient care caracterizează precizia de măsurare ($C_M > 1$) ;

— $\Delta lim\ M$ — eroarea maximă admisibilă datorită metodei de măsurare a mărimii de ieşire.

Coeficientul de accelerare pentru această metodă este dat de formula :

$$K_{acc} = \frac{\delta}{\delta_{y_{ej}}} \qquad (5)$$

şi timpul mediu de funcţionare fără defecţiuni a maşinii-unealtă în concordanţă cu noţiunea de fiabilitate tehnologică va fi :

$$t_m = \tau . K_{acc} = \tau \cdot \frac{\delta}{\delta_{y_{ej}}} \qquad (6)$$

Această metodă prezintă avantajul că maşinile-unelte supuse încercărilor de fiabilitate pot fi folosite în producţie pînă la epuizarea rezervei de precizie, costul încercărilor fiind sensibil mai scăzut decît pentru celelalte metode de încercare accelerată la fiabilitate tehnologică. Fiabilitatea tehnologică a unei maşini-unealtă se poate studia pe baza informaţiilor cu privire la variaţia mărimii lor de ieşire, prin modelare statistică pe calculatorul numeric. Pentru aceasta se calculează valorile funcţiei aleatoare $Y_e(t)$, care poate fi una din mărimile de ieşire semnificative (precizie dimensională, precizie de formă, rugozitate etc.).

$$Y_e(t) = F[y_{e1}(t), y_{e2}(t), \ldots, y_{ei}(t)] \qquad (7)$$

pe baza realizărilor proceselor aleatoare de variaţie a mărimilor de ieşire $y_{ei}(t)$ ale subansamblurilor componente. Cu valorile obţinute se trasează distribuţia timpului de funcţionare fără defecţiuni a maşinii-unealtă.

Această metodă necesită însă în primul rînd stabilirea relaţiei (7) pentru fiecare maşină-unealtă, iar în al doilea rînd verificarea rezultatelor, care este dificilă şi costisitoare ; pentru efectuarea experienţelor ar fi necesare zeci de mașini-unelte, iar dacă observațiile se efectuează în condiții de exploatare este necesar uneori să se aștepte ani de zile pînă se vor defecta toate mașinile-unelte sau majoritatea lor. În acest timp vor îmbătrîni moral și informațiile despre comportarea lor în funcționare vor prezenta doar un interes istoric.

Precizia inițială a unei mașini-unelte scade sub acțiunea proceselor dăunătoare (uzură, deformații termice, vibrații) asupra mecanismelor din lanțurile cinematice. Pentru menținerea preciziei de prelucrare în timpul exploatării trebuie să fie realizată o mașină-unealtă avînd o fiabilitate tehnologică ridicată, ceea ce impune folosirea unor soluții adecvate în proiectare, execuție și o exploatare rațională, pentru ca deformațiile elastice, termice, amplitudinea și frecvența vibrațiilor, uzura, să nu ducă la obținerea unor piese ale căror dimensiuni și rugozitate să iasă din cîmpul de toleranță prescris.

Pentru verificarea soluțiilor constructive adoptate ale mașinilor-unelte noi (prototip), relevarea elementelor celor mai puțin fiabile din construcția mașinii și stabilirea indicilor de fiabilitate în timp cît mai scurt, se efectuează încercări accelerate experimentale, care au drept scop și perfecționarea metodologiei și standurilor de încercări la fiabilitate, de recepție și control ale subansamblurilor și ale mașinilor-unelte care vor fi fabricate ulterior în serie.

Concluzii

Intensificarea cercetărilor privind fiabilitatea mașinilor-unelte este o consecință firească a creșterii numărului de mașini-unelte automate care se produc în prezent, a măririi cerințelor în ceea ce privește precizia de prelucrare, calitatea suprafețelor generate și productivitatea.

Intrucît mașinile-unelte au o durată mare de funcționare, măsurabilă în mii de ore, efectuarea încercărilor de determinare a indicilor de fiabilitate în condiții normale de funcționare reprezintă un proces costisitor și de durată. De aceea pentru a economisi timp și fonduri se recomandă să se efectueze încercări accelerate iar problemele privind încercările accelerate vor trebui soluționate atît pentru subansamblurile componente cît și pentru mașina-unealtă, avînd în vedere că studiul fiabilității contribuie la dezvoltarea și perfecționarea lor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dorin, Al.*: Contribuții la studiul siguranței în funcționare a elementelor sistemelor hidraulice de acționare ale mașinilor-un elte. Rezumatul tezei de doctorat, București, aprilie 1975.

[2] *Pronikov, A. S., Dunin-Barkovski, I. V.*: Nadejnostii mașin po osnovnîm tehniceskim pokazateliam. In: Vestnik mașinastroeniia, nr. 5, 1967.

[3] *Pronikov, A. S.*: Tehnologhiceskaia nadejnostii stankov, Mașinostroenie, Moscova, 1971.

[4] *Kordonskii, H. B.*: Forsirovanie ispîtaniia nadejnostii mașin i priborov. In Standardizație, nr. 7, 1964.

[5] *Peșeș, L., Stepanov, M.*: Modeli uskorenîh ispitanii. In Techniceskaia Kibernetika nr. 3, 1968.

Summary

In order to obtain the reliability quota in a relatively short time accelerated reliability tests are effected.

In the paper the characteristics of the accelerated reliability tests of the machine-tools, the way to obtain the forced tests conditions, and the accelerated testing methods for technological reliability are presented.

Résumé

Pour obtenir les indices de fiabilité dans un laps de temps relativement court on effectue des essais accélérés de fiabilité. On présente dans l'article les particularités des essais accélérés de fiabilité des machines-outils, la voie d'obtention des régimes forcés d'essai et les méthodes d'essai accéléré de fiabilité technologique.

Zusammenfassung

Um die Zuverlässigkeitskennziffern in einer relativ kurzen Zeit zu bestimmen, es werden beschleunigte Zuverlässigkeitsversuche durchgeführt. In der Arbeit wird auf die Eigenheiten der beschleunigten Zuverlässigkeitsversuche an Werkzeugmaschinen auf die Erhaltungsweise der harten Versuchsbedengungen und auf die beschleunigten Untersuchungsmethoden der technologischen Zuverlässigkeit eingegangen.

Резюме

Для получения в относительно короткое времья указателей надёжности проводятся ускоренные испытания надежности. В данной статье рассматриваются особенности ускоренных испытаний надежности металлорежущих станков, способ получения режимов испытания и методы ускоренного испытания технологической надежности.

◆

CZ: 658.652.001.2 : 621.9

Metodă de stabilire a criterului de calcul al fiabilității tehnologice la mașinile-unelte

Ing.A . **IONESCU**, S. ing. **PARASCHIV, I.** – Institutul de cercetări și proiectări de mașini-unelte și agregate (ICPMUA) – București
Ing. V. **PARASCHIV** – Centrul de calcul – București
Dr ing. Dolfi **DRIMER**; dr. mat. Constantin **TÂRCOLEA**; ing. A. **PARIS**;
ing. D. **DIMITRESCU** – Institutul politehnic – București

Fiabilitatea tehnologică caracterizează evoluția în timp a preciziei mașinii. Dar noțiunea de „precizie" la mașinile unelte este destul de complexă, deoarece piesele prelucrate trebuie să se obțină în limitele unei regiuni de toleranță, ceea ce implică în mod necesar ca între organele mobile ale mașinii să existe deplasări pe lungimile de lucru corespunzătoare, prevăzute prin proiect, afectate la rîndul lor de abateri admisibile. Apare astfel necesar să calculăm funcția de fiabilitate care să caracterizeze oricare din probele de precizie de funcționare, pentru fiecare tip de mașină-unealtă. Menționăm ca deosebit de important faptul că în acest mod apare posibilitatea de a prevedea care sînt momentele optime cînd trebuie să se intervină pentru ca mașina-unealtă să fie readusă în limita cîmpului de toleranță admis.

O altă problemă pe care o poate rezolva teoria fiabilității este următoarea : în ce măsură un subansamblu al unui ansamblu este influențat în funcționarea sa de un alt subansamblu. Cunoașterea unor asemenea corelații permite-chiar în stadiul de proiectare-studiul și perfectarea unor subsisteme ale mașinii. În cele ce urmează ne propunem să abordăm problem corelației.

Fie două variabile aleatoare X și Y la care se pune problema determinării gradului de legătură stochastică dintre ele. Pentru a măsura gradul în care aceste variabile sînt liniar corelate, se impune ca indicatorul folosit să satisfacă următoarele condiții :

— să fie independent de alegerea originii pentru variabile ;
— să fie independent de unitățile de măsură folosite pentru X și Y.

În general, indicatorul folosit care satisface aceste condiții, notat r este numit coeficient de corelație de selecție și estimează coeficientul de corelație.

În continuare ne-am propus studiul dependenței între abaterile de precizie de lucru și anume abaterea de cilindricitate a piesei prelucrate la un strung normal și timp. În acest sens s-au efectuat 47 de măsurători ale unor piese de formă standard (STAS 1971–71), prelucrate pe strunguri normale de același tip, înregistrînd timpii efectivi de lucru pentru fiecare mașină, de cînd au fost date în exploatare pînă la data prelucrării piesei. S-au obținut astfel 47 de perechi de valori, formate dintr-un șir de valori ale abaterilor de cilindricitate ale piesei, exprimate în milimetri, notat y_i, și corespunzător un al doilea șir notat x_i al valorilor exprimate în ore efective de funcționare pînă la data efectuării măsurătorii. Din punct de vedere statistic trebuie să se determine dacă între cele două variabile aleatoare există o corelație liniară sau neliniară, ceea ce în tehnică se traduce printr-o evoluție în timp a abaterilor de precizie de lucru, care să fie liniară sau neliniară.

Se calculează coeficientul de corelație :

$$r = \frac{\sum_{i=1}^{n} x_i\, y_i - n\bar{x}\bar{y}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_i^2 - n(\bar{X})^2}\sqrt{\sum_{i=1}^{n} y_i^2 - n\bar{y}^2}} = 0{,}444$$

Se verifică dacă această valoare a coeficientului de corelație care caracterizează măsura dependenței liniare are o valoare semnificativă pentru un nivel de încredere ales aprioric. Se calculează valoarea empirică $H^* = \sqrt{n-1}\,|r| = 3{,}02$, care se va compara cu valoarea lui H teoretică, dată în tabele.

Deoarece $H^*_{(47)} = 3{,}02 > 2{,}523 = H_{(47)}$, rezultă că există o corelație semnificativă între cele două variabile.

Ecuația dreptei de regresie este :

$$y - \bar{y} = b_{y/x}\,(x - \bar{x}),$$

și în acest caz se obține :

$$y = 0{,}000017X + 0{,}01320$$

În continuare se calculează raportul de corelație care exprimă de asemenea măsura dependenței dintre cele două variabile, dar pe de altă parte prin compararea valorii lui cu valoarea coeficientului de corelație se poate stabili dacă dependența este liniară sau neliniară.

Deoarece raportul de corelație $\eta_{y/x}$ are formula :

$$\eta_{y/x}^2 = \frac{\sum_{j=1}^{l} m_j\,(\bar{y}/x_j - \bar{y})^2}{(n-1)S_y^2},$$

rezultă $\eta_{y/x} = 0{,}484$ şi se verifică astfel relaţia:

$$0 < |r| = 0{,}444 < 0{,}484 = \eta_{y/x}$$

Valoarea apropiată a lui $\eta_{y/x}$ de r ne determină să afirmăm că aproximarea dependenţei printr-o funcţie liniară este corectă. Pentru verificarea ipotezei că valoarea medie $\overline{y}/x$ este situată pe o dreaptă, calculăm raportul:

$$F^* = \frac{(n-l)\,(\eta^2_{y/x} - r^2)}{(l-2)\,(1-\eta^2_{y/x})} = 0{,}316,$$

pe care îl comparăm cu valoarea F din tabele şi deoarece:

$$F^* = 0{,}316 < 3{,}29 = F,$$

vom accepta caracterul de liniaritate a lui Y faţă de X, cu o probabilitate de 0,99.

Metoda pentru determinarea criteriului de calcul al fiabilităţii tehnologice necesită efectuarea unui volum considerabil de calcule precum şi alte operaţii laborioase, ca de exemplu ordonări de şiruri, grupări pe intervale. Din aceste considerente apare necesară utilizarea calculatorului. Examinînd modelul matematic în vederea implementării pe calculator se observă că acest model se poate diviza în mai multe secvenţe şi anume: introducerea datelor, ordonarea şirului de date, calcule ce nu sînt corelate de gruparea şirului pe intervale, gruparea şirului de date pe intervale, editarea rezultatelor obţinute. În continuare ne vom ocupa de alegerea criteriului de calcul al fiabilităţii tehnologice. Principiul de bază conform căruia trebuie stabilit criteriul de calcul al fiabilităţii tehnologice va fi alegerea probei de precizie cu tendinţa evolutivă (viteza de evoluţie) cea mai pronunţată. Presupunînd că maşinile sînt corect reglate iniţial, această probă va face cel mai repede ca maşina să nu mai asigure precizia propusă.

Remarcăm deci că deşi timpul de funcţionare în limitele de precizie impuse depinde atît de rezerva de precizie a maşinii (deci de cît de bine a fost reglată iniţial maşina) cît şi de viteza de evoluţie a fiecărui parametru de precizie (influenţate în general de uzura lagărelor şi a ghidajelor maşinii) totuşi, presupunînd că maşinile au fost corect reglate, proba de precizie hotărîtoare o vom socoti pe aceea cu cea mai mare viteză de evoluţie.

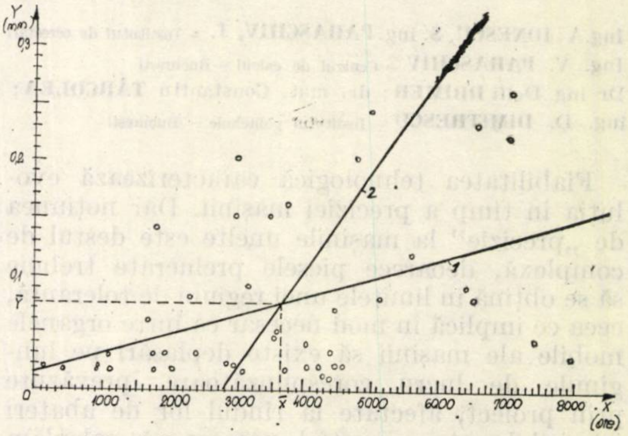


Fig. 1. Regresiile y/x şi x/y la proba $B1$ (b)

1. dreapta de regresie y/x; 2. dreapta de regresie x/y

În cazul nostru, aproximînd funcţiile de regresie prin drepte de regresie, viteza de evoluţie este proporţională cu panta acestor drepte.

Aşadar, ţinînd seama de valorile corelaţiilor obţinute anterior (tabelul 1) facem următoarele observaţii:

- Dintre toate probele de precizie geometrică la funcţionarea în gol, proba $A_{10(a)}$ (paralelismul dintre axa arborelui principal şi deplasarea longitudinală a căruciorului în plan orizontal) are cea mai mare valoare a coeficientului de corelaţie ($r = 0{,}62124$). În rest (în special la probele A_3 şi $A_{7(b)}$) există o corelaţie destul de strînsă, dar neliniară. Acest lucru rezultă din valorile lui H^* inferioare valorilor teoretice, pentru un nivel de încredere de 0,99.
- Pentru proba $A_{10(a)}$, întrucît valoarea lui $\eta_{y/x}$ este destul de apropiată de a lui r, putem aproxima corelaţia cu una liniară. Acest lucru este confirmat de nivelul de semnificaţie dat de valoarea lui $H^* = 3{,}287 > 2{,}49 = H$ pentru un nivel de încredere de 0,99, ca şi de valoarea lui $F^* = 0{,}817 < 2{,}55 = F$
- Dintre probele făcute pe piesa de probă (în lucru), proba $B_{1(b)}$ are o corelaţie liniară semnificativă:

$$H^* = 3{,}02 > 2{,}5236 = H \text{ şi } F^* = 0{,}93778 < 2{,}37 = F$$

Tabelul 1

Nr. crt.	Proba	r	$\eta_{y/x}$	F^*	$b_{y/x}$	H^*	S_x	S_y
1	A_3	+0,18993	0,65		0,00001	1,0403	2233,56	0,112
2	$A_{7(a)}$	−0,058375	0,452386	0,8603	−0,000001	0,2799	1486,79	0,0349
3	$A_{7(b)}$	0,1414	0,7399	3,73	0,000006	0,66327	1476,7	0,0631
4	$A_{10(a)}$	0,62124	0,70866	0,817	0,000012	3,287	2265,69	0,04467
5	$A_{10(b)}$	0,350859	0,539095	0,78718	0,000005	1,823	2284,49	0,0327
6	$B_{1(a)}$	0,1578	0,40419	0,93778	0,000001	1,0107	1783,83	0,0113
7	$B_{1(b)}$	0,444	0,484	0,31623	0,000017	3,02	1900	0,073
8	B_2	0,04455	0,4927	1,8547	0,000001	0,2887	1596,996	0,0207

- Dintre toate probele luate în considerare rămîn deci în discuţie probele $A_{10(a)}$ şi $B_{1(b)}$ (forma cilindrică a piesei în secţiune longitudinală).
- Întrucît la proba $B_{1(b)}$ s-a constatat cea mai mare pantă ($b_{y/x} = 0{,}00017$) dintre toate celelalte probe, aceasta ne indică cea mai pronunţată tendinţă evolutivă. Acesta îl vom alege deci drept criteriu de calcul al fiabilităţii tehnologice.

In cazul general, dacă coeficienţii $b_{y/x}$ ar fi comparabili s-ar prefera totuşi drept criteriu de calcul al fiabilităţii tehnologice proba efectuată pe piesa de probă, întrucît această probă este efectul, cauza abaterilor de lucru trebuind căutată împreună cu legătura cauzală propriu-zisă în probele de precizie geometrică făcute la funcţionarea în gol.

Valorile mai mari ale lui r şi $\eta_{y/x}$, obţinute în proba $A_{10(a)}$ faţă de $B_{1(b)}$, denotă o corelaţie mai strînsă (liniară sau neliniară) între abaterile obţinute şi timp, însă ceea ce ne interesează este viteza de evoluţie proporţională cu $b_{y/x}$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pollard, A., Rivoire, C.*: Fiabilité et statistique prévisionnelles, la méthode de Weibull. Editions Eyrolles, 1971.

[2] *Tiron, M.*: Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate. Editura tehnică, 1072.

[3] *Rumşiski, L. Z.*: Prelucrarea matematică a datelor experimentale (traducere din limba rusă). Editura tehnică, Bucureşti, 1974.

[4] *Craiu, V.*: Verificarea ipotezelor statistice. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1972.

[5] *Mihoc, G., Firescu, D.*: Statistică matematică. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1966.

Summary

The paper suggests a selection method of a precision criterion, which is the basis to determine afterwards the technological reliability indicators of the machine tools.

Notions of the theory of correlation of two random variables is used. This importance is attributed to the effective value of measured deviation and respectively to the values corresponding to the working time for the experimented population of machine tools.

Résumé

L'article propose une méthode de sélection d'un critère de précision qui est le fondament de la détermination ultérieure des indicateurs de fiabilité tehnologique des machines-outils. On utilise des notions de la théorie de corrélation de deux variables aléatoires; on atribue cette signification aux valeurs des écarts effectifs mesurés et respectivement aux valeurs qui correspondent aux temps de travail pour le groupe de machines experimentées.

Zusammenfassung

Der Artikel schlägt eine Auswahlmethode eines Precizionskriteriums vor um die technologische Zuverlässigkeitsanzeiger bei den Werkzeugmaschinen später zu bestimmen. Man verwendet Begriffe der Korrelationstheorie der zwei Zufallsvariablen; diese Bedeutung wird den wirklichen Abweichungsmesswerten und beziechungsweise den entsprechenden Betriebszeitwerten für die experimentierte Maschinenbevölkerung zugeschrieben.

Резюме

Помино других факторов как например скорость изнашивания и точность регулировки запас точности выявляет значительное влияние на значения технологической надежности и её показателей.

Авторы описывают изменение точности в зависимости от времени и кротко изучает главные влияющие факторы.

После математического определения технологического надежности указывается важность влияния запасов, точности на стоимость.

Авторы представляют численные примеры указывающие отрицательное влияние отсутствия азпасов точности на технологическую надежность.

CZ: 658.562.001.2:629.114.2

Consideraţii privind aplicarea calculului de fiabilitate la tractoare

Ing. Doina NICOLESCU – Intreprinderea Tractorul – Braşov

Se cunoaşte că fiabilitatea se defineşte ca probabilitatea de supravieţuire a unui sistem într-o perioadă de timp dată, în condiţii de funcţionare prescrise. Fiind o probabilitate, valoarea se poate ataşa numai unei mulţimi. Pentru definirea fiabilităţii se pot utilia şi alte mărimi caracteristice ca:

- intensitatea de defectare;
- timpul mediu pînă la prima defectare;
- timpii medii între defectări;
- durata de funcţionare.

Toate aceste noţiuni sînt legate de legitatea apariţiei defecţiunilor.

Pornind de la definiţia fiabilităţii, prin diferenţiere şi prin utilizarea termenului de intensitate de defectare λ_t se ajunge la expresia matematică a fiabilităţii elementelor nereparabile:

$$F_{(t)} = exp\left[-\int_0^t \lambda_t \, dt\right]$$

Această formulă ar fi foarte greu de aplicat în practică dacă majoritatea fenomenelor nu s-ar încadra în legi statistice cu parametri determinabili prin urmărire (legea exponenţială-Weibull, normală, lognormală, binomială etc.) Pentru elementele reparabile problema exprimării matematice a fiabilităţii este mai complexă, deoarece în acest caz avem de-a face cu un flux de restabilire. Această restabilire poate să aibă diferite caractere: elementul poate sau să se înlocuiască cu unul nou, identic cu el, sau este supus unei anumite reparaţii care restabileşte complet toate proprietăţile sale iniţiale. În figura 1 se prezintă schematic un flux de restabilire pentru o mulţime de elemente omogene, reprezentat în ipoteza că timpul de restabilire este neglijabil în raport cu timpul de viaţă a elementului şi deci restabilirea va avea loc instantaneu. Trebuie specificat că în cazul elementelor reparabile nu se va mai aplica formula enunţată mai sus.

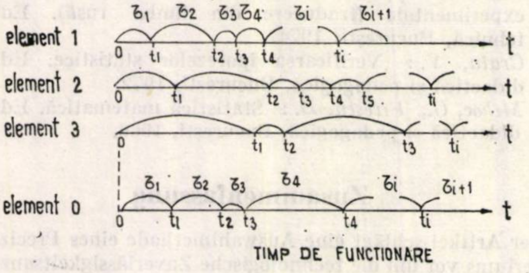

element 1
element 2
element 3
element 0
τ_1 τ_2 τ_3 τ_4 τ_i τ_{i+1}
0 t_1 t_2 t_3 t_4 t_5 t_i
t
TIMP DE FUNCTIONARE

Fig. 1

În acest sens, fiabilitatea elementelor este definită de funcţia de restabilire:

$$H_{(t)} = \sum_{n=1}^{\infty} D_{n(t)} = \lim_{N\to\infty} \frac{\sum_{k=1}^{N} n_{\Sigma K}}{N}$$

unde $n_{\Sigma K}$ reprezintă numărul însumat de căderi ale produsului k. Se observă că şi acest parametru se poate calcula numai pentru o mulţime de elemente.

Un tractor este un ansamblu complex compus din subansambluri independente sau dependente funcţional, la rîndul lor formate din elemente reparabile şi nereparabile, cu o pondere diferită în schema funcţională şi cu durate de viaţă constructiv diversificate. Aplicarea direct la un tractor a teoriei de calcul a fiabilităţii este imposibilă tocmai din cauza schemei complexe a acestuia. Un exemplu al indicatorului **absurd** care se obţine aplicînd calculul de fiabilitate **ad litteram** la tractoare îl constituie determinarea speranţei matematice de funcţionare pînă la prima respectiv a doua defectare (sau cum greşit se exprimă în limba română, media timpului de bună funcţionare).

În diagrama din figura 2, calculînd frecvenţa cumulată a primei şi celei de a doua căderi

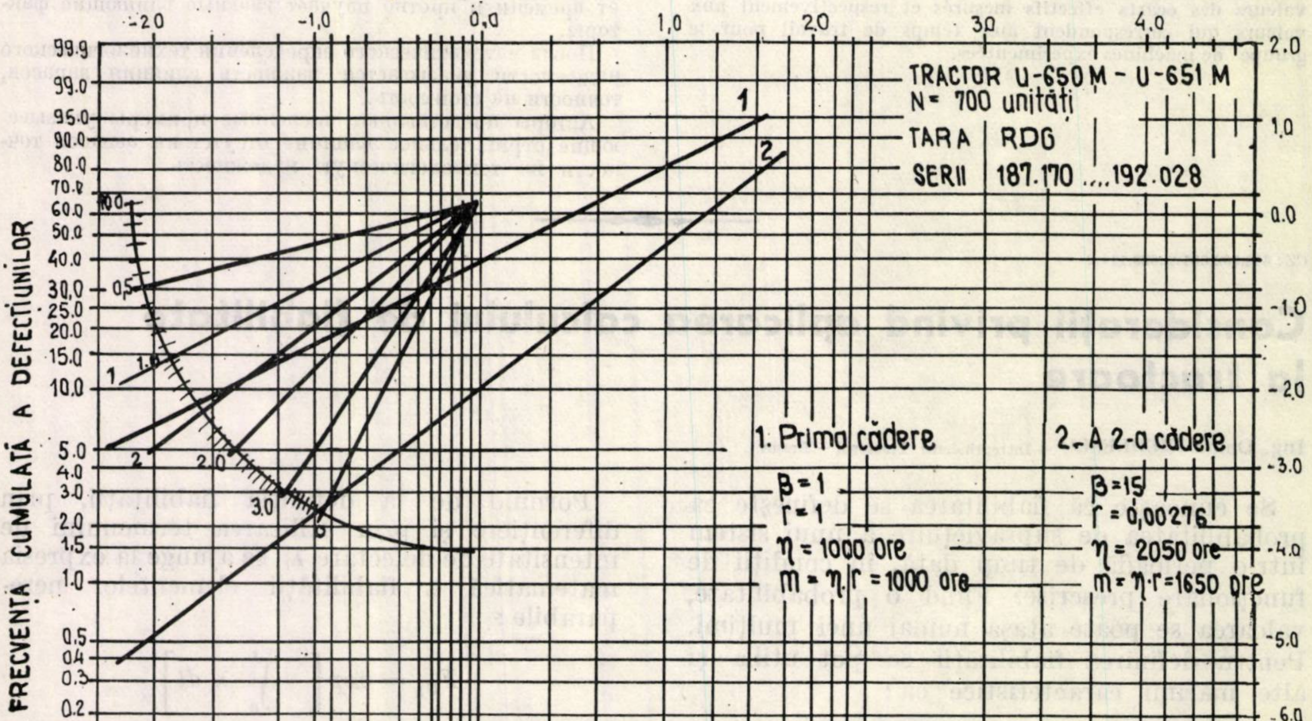


Fig. 2

pentru un lot de tractoare U 650 M, se observă cum la un lot suficient de mare de tractoare, la o mie de ore de funcționare, toate vor avea o defecțiune, iar la 1850 de ore de funcționare vor avea două defecțiuni. Aplicarea calculului s-a făcut în ipoteza că tractorul este compus din elemente nereparabile și s-a eliminat influența uzurii elementelor vechi față de cele înlocuite după prima restabilire.

Calculul indicatorului „intensitate de defectare" în cazul existenței unui număr suficient de date, se poate face cu formula :

$$\lambda_{(t)} = \frac{\Delta n}{\Delta t \times (N - \Sigma\Delta n)}$$

unde :

Δt este intervalul de timp pentru care se fac înregistrările ;
Δn — numărul de elemente căzute în intervalul Δt ;
N — numărul de elemente în viață la începutul înregistrării ;
$\Sigma\Delta$ — totalul elementelor căzute pînă la momentul respectiv.

Trasarea curbei intensității de defectare pentru prima și a doua cădere (fig. 3) prezintă o foarte mare asemănare cu începutul clasicei diagrame **cada de baie**.

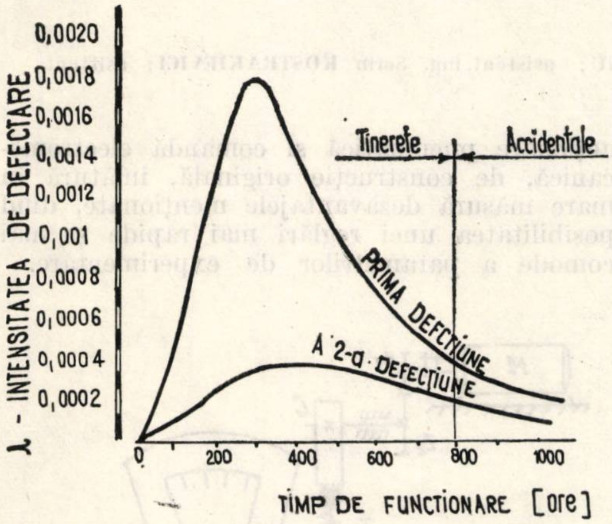


Fig. 3

Se poate observa că după opt sute de ore de funcționare intensitatea de defectare a scăzut sub 0,0004 defecțiuni în unitatea de timp. Cifrele obținute nu indică nimic constructorilor de tractoare deoarece ipoteza inițială de la care a pornit calculul și anume că tractorul ar fi un sistem omogen, compus din elemente identice din punct de vedere al ponderii în schema de fiabilitate, nu este valabilă. În cazul amintit au intrat în calcul cu aceeași pondere și defecțiunile minore, cum sînt scurgerile sau ruperea unei curele de ventilator și cele medii ca defectarea acumulatorului sau patinarea demarorului precum și defecțiunile majore cum sînt ruperea unui pinion din cutia de viteze sau griparea motorului. Obținerea datelor necesare pentru calcularea indicilor enumerați mai sus a necesitat un volum foarte mare de lucrări defalcate în timp, nejustificat de rezultatele obținute prin prelucrarea datelor utilizînd teoria de bază a fiabilității.

O metodă mai ilustrativă de apreciere a fiabilității unor agregate complexe de nivelul tractoarelor ar fi grupate defectărilor funcționale în trei grupuri (tabela 1) și anume :

1) Minore, înlăturabile prin reparații la piese amplasate la exteriorul subansamblurilor sau agregatelor, precum și defectările a căror înlăturare necesită executarea operațiilor de remediere imediată prevăzute la lucrările de întreținere tehnică.

2) Medii, înlăturabile prin repararea subansamblelor sau agregatelor ușor accesibile, precum și defectările ce pot fi înlăturate prin demontări ale agregatelor fără dezmembrarea în părți componente sau executarea operațiilor de remediere imediate prevăzute a fi executate în cadrul întreținerii tehnice nr. 3.

3) Majore, defecțiunile pentru înlăturarea cărora este necesară dezmembrarea agregatelor principale.

Atașînd cîte un coeficient proporțional cu fiecare din aceste defecțiuni se poate determina ponderea echivalentă a defecțiunilor pe tractor, ca sumă a produselor dintre defecțiuni și coeficienții respectivi. Alegerea coeficienților se face în funcție de timpul strict utilizat pentru remediere (tabelul 1)*.

Tabelul 1

Defecțiune	Coeficienți pentru timpul de remediere .... ore.																	
	0,3	0,5	0,8	1	2	3	4	6	8	10	16	20	24	28	32	36	40	48	56
minoră	0,1	0,5	0,7	1	1,2	1,5													
medie					2	2,5	3	3,5	4	4,5	5								
majoră									6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11

---

* În analiza fiabilității unui sistem (produs) complex, cum este tractorul, trebuie făcută o departajare a gravității defectelor, fără de care indicatorii de fiabilitate determinați nu exprimă fidel aptitudinea de folosire. Aplicarea coeficienților de corecție propuși permite efectuarea acestei departajări în evaluarea unei fiabilități globale, metoda fiind din acest punct de vedere asemănătoare cu metoda demeritelor folosită în analizele de calitate (nota redacției).

]

Summary

The work presents a calculus example for the mean good operation time util the 1st and the 2nd failure occur for a certain tractor type, by using the data from the warranty period. The calculated values lead to obtention of some abstract indicators, which fail to reflect the faultiness degree and the re-establishing probability. A more suitable appreciating method for the faultiness degree for complex aggregates is suggested.

Zusammenfassung

Die Arbeit stellt ein Beispiel dar für die Berechnung der durchschnittlichen Zeit, in der ein Schleppertyp entsprechende Betriebstüchtigkeit aufweist; in Betracht gezogen wurde das Auftreten des ersten und des zweiten Betriebsschades richtungsweisend waren die in der Garantiezeit gültigen Kenndaten. Die berechneten Werte führen zur Erzielung von abstrakten Kennziffern, die den Grad der Anfälligkeit für Schäden und die Möglichkeit der Wiederherstellung nicht widerspiegelt. Für die Schaden – Anfälligkeit komplexer Aggregate wird eine besser entsprechende Bewertungsmethode vorgeschlagen.

Résumé

L'ouvrage présente un exemple de calcul de la moyenne du temps de bon fonctionnement jusqu'à la première et la seconde défaillance, ainsi que du taux de défaillance pour un certain type de tracteur, tout en utilisant les données de la période de garantie. Les valeurs calculées conduisent a l'obtention des indicateurs abstraits, ne réfletant pas le degré de défaillance et les probabilités de rétablissement. On y propose une méthode plus adéquate d'appréciation du degré d'avarie pour les agrégats complèxes.

Резюме

Статья представляет пример исчесления среднего числа времени справного действия до первой и второй аварий а также йнтенсивность появления аварий для одного типа трактора, использовая данные из гарантийного срока.
Исчисленые значения ведут до получения отвлеченных указателей которые не отражают степень аварийности и вероятность восстановления. Предлагается метод оценки степени аварийности более соответствующий для сложных агрегатов.

CZ: 658.562 : 681.26

Stand pentru încercarea la fiabilitate a balanţelor semiautomate

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**; asistent ing. Valeriu **BANU**; asistent ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI**; asistent ing. Eugen **GRECU** — Institutul politehnic – Bucureşti

1. Introducere

Producţia mereu crescîndă de mijloace de măsurare a greutăţilor a necesitat realizarea unor echipamente pentru testarea acestora. Ţinînd seama de larga răspîndire a balanţelor semiautomate produse de Interprinderea „Balanţa” din Sibiu, s-a solicitat realizarea unui stand care să testeze simultan mai multe balanţe şi să permită modificarea parametrilor de experimentare în limite mai largi. S-a solicitat ca standul să poată testa simultan pînă la cinci balanţe din seriile MB–H–09/10, 06/1, 09/10 şi să permită realizarea următorilor parametri de experimentare:

— frecvenţa de lucru : 4÷10 cîntăriri pe minut ;
— timpul de menţinere a sarcinii pe balanţă reglabil între 3–6 s ;
— masa de acţionare : 0,5÷20 kg ;
— coeficientul dinamic la aplicarea sarcinii : $K_d = 1{,}2 \div 1{,}5$;
— contorizarea numărului de acţionări.

Construcţiile existente, cu acţionare prin electromotor cu reductor şi mecanisme cu came (fig. 1) s-au dovedit deficitare, deoarece reglarea parametrilor de experimentare este incomodă şi necesită un timp îndelungat, iar solicitarea balanţelor în timpul încercărilor este diferită de solicitarea în cazul real.

Standul realizat de catedra de mecanică fină de la Institutul politehnic din Bucureşti, cu acţionare pneumatică şi comandă electromecanică, de construcţie originală, înlătură în mare măsură dezavantajele menţionate, dînd posibilitatea unei reglări mai rapide şi mai comode a parametrilor de experimentare.

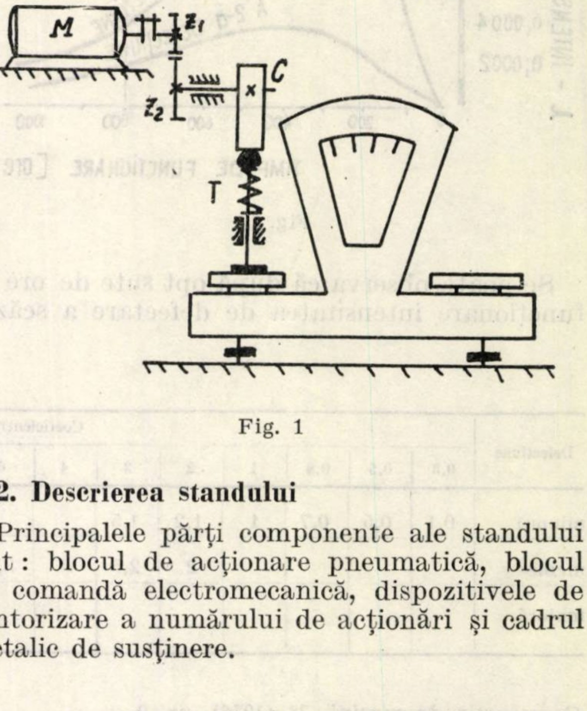


Fig. 1

2. Descrierea standului

Principalele părţi componente ale standului sînt : blocul de acţionare pneumatică, blocul de comandă electromecanică, dispozitivele de contorizare a numărului de acţionări şi cadrul metalic de susţinere.

2.1. Blocul de acţionare pneumatică (fig. 2) foloseşte ca agent energetic aerul comprimat de la reţeaua uzinală, livrat la presiunea de patru la şase atmosfere. El este format din grupul de preparare a aerului (GP), electrodistribuitorul (ED) cu două poziţii de lucru şi patru orificii active, repartitorul (R) şi cinci elemente de execuţie de tip cilindru pneumatic cu dublă acţiune (CP1...CP5). Elementele ce intră în componenţa grupului de preparare şi electrodistribuitorul sînt tipizate şi au diametrul nominal D_n 16. În poziţia de lucru reţinută (1) a electrodistribuitorului aerul comprimat, avînd presiunea constantă de patru atmosfere, este dirijat prin repartitor către elementele de execuţie care efectuează cursa de ridicare. La apariţia semnalului electric emis de blocul de comandă (BC), electrodistribuitorul trece pe poziţia comandată (2), iar elementele de execuţie efectuează cursa de coborîre. Rezultă că fiecărui impuls electric îi corespunde o cursă dublă a elementelor de execuţie, iar timpul de menţinere a greutăţilor pe platanele balanţelor este aproximativ egal cu timpul de acţionare a semnalului electric. Contorizarea numărului de acţionări (curse duble) pentru fiecare element de execuţie se face prin înregistrarea numărului de impulsuri electrice cu ajutorul contoarelor electromagnetice (C_1...C_5). Vitezele de deplasare pe cele două curse ale greutăţilor de acţionare G_1...G_5 pot fi reglate continuu de la zero la viteza maximă cu ajutorul droselelor de cale ce intră în componenţa repartitorului (*R*). O atenţie deosebită a fost acordată proiectării cilindrilor pneumatici, prevăzuţi cu frînare la capăt de cursă (pentru micşorarea şocului dintre piston şi capac) şi tijă telescopică pentru eliberarea greutăţilor de acţionare la contactul cu platanul balanţei (fig. 3).

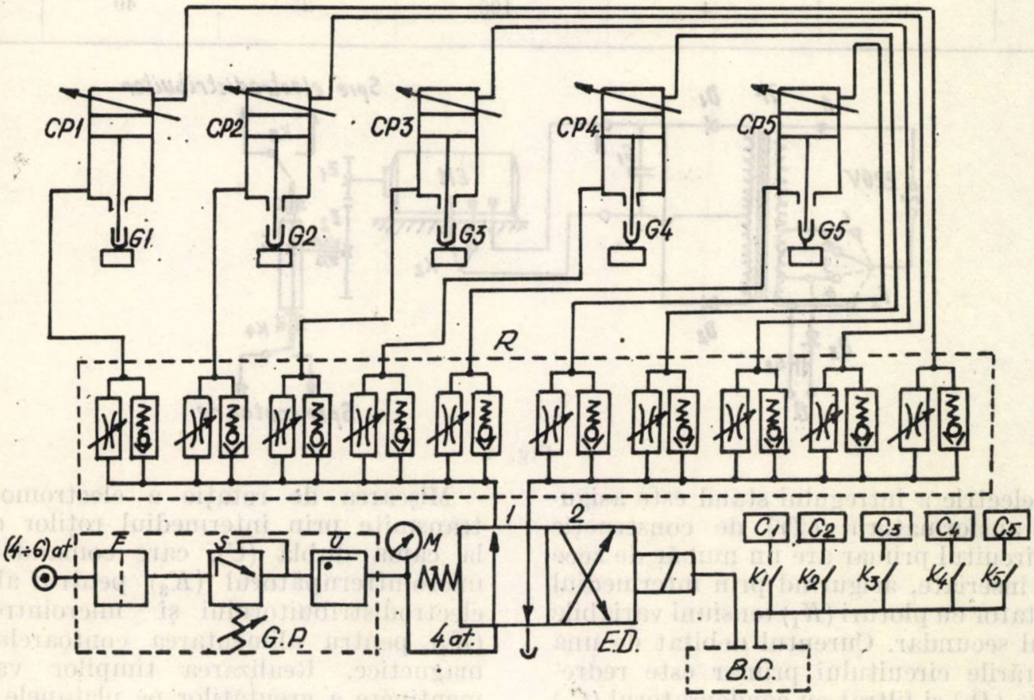


Fig. 2

Principalele dimensiuni conform notaţiilor din figura 3 şi greutăţile maxime ce pot fi ridicate teoretic (neglijind pierderile de presiune pe traseu) sînt indicate în tabelul 1.

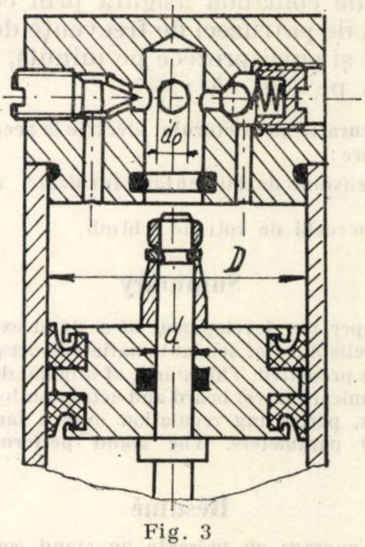


Fig. 3

2.2. *Blocul de comandă* (*fig. 4*) se compune din electromotorul (*FM*) de curent continuu tip EP—1 cu reductor melcat încorporat, roţile de schimb (z_1) şi (z_2) cama dublă (*C*) şi microîntrerupătoarele (K_4) şi (K_3). Alimentarea

Tabelul 1

Diametrul cilindrului D[mm]	Diametrul tijei d[mm]	Diametrul orificiului de alimentare d_0 [mm]	Cursa de lucru s [mm]	Greutatea maximă ridicată [kgf]		
				p = 2,5 at	p = 4 at	p = 6 at
38	10	4	100	25	40	60

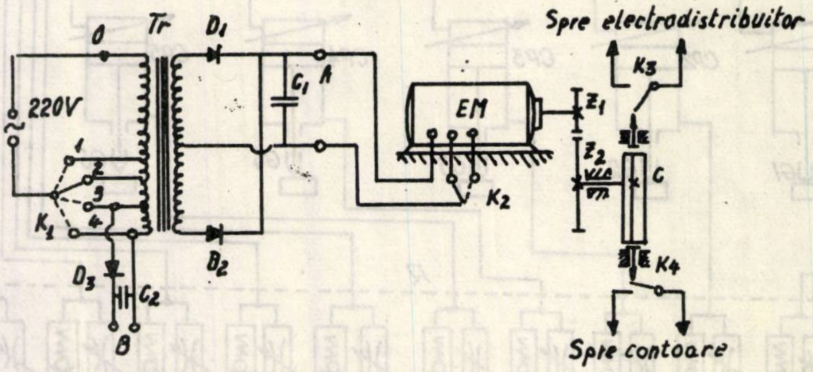


Fig. 4

cu curent electric a întregului stand este asigurată de transformatorul (Tr) de construcţie specială. Circuitul primar are un număr de zece înfăşurări înseriate, asigurînd prin intermediul unui comutator cu ploturi (K_1) tensiuni variabile pe circuitul secundar. Curentul debitat de una din înfăşurările circuitului primar este redresat cu dioda (D_4) şi filtrat cu condensatorul (C_2) şi alimentează prin borna (B) contoarele şi electrodistribuitorul. Circuitul secundar cu priză mediană furnizează prin intermediul diodelor (D_1) şi (D_2) şi a condensatorului (C_1) curentul continuu filtrat cu tensiunea de 9–12 V pentru alimentarea electromotorului.

Blocul de comandă asigură prin construcţia sa o gamă de patruzeci de frecvenţe de cîntărire (între trei şi cincisprezece pe minut), ceea ce se realizează pe trei căi :

— două turaţii ale motorului electric la aceeaşi tensiune de alimentare :

— zece tensiuni de alimentare furnizate de transformator ;

— două perechi de roţi de schimb.

Summary

In this paper the development of a stand exclusively for testing the reliability of semiautomatic balances of domestic production is presented. This stand, of original design, has an electromechanical control board and actuation by compressed air cylinders, permitting regulation over a large range of experimental parameters. The stand performed well in service.

Résumé

Dans cet ouvrage on présente un stand construit pour essayer la fiabilité de la balance semi-authomatique de production autochtone. Le stand de conception originelle est prévu d'un tableau de commandes éléctromagnetique et un dispositif destiné de mise en mouvement par des vérins pneumatiques qui permettent le réglage des paramètres d'expérimentation dans un vaste domaine. Le comportement d'un tel stand lors de l'exploitation a été très bon.

Mişcarea de rotaţie a electromotorului se transmite prin intermediul roţilor de schimb la cama dublă (C), care comandă simultan microîntrerupătorul (K_3) pentru alimentarea electrodistribuitorului şi microîntrerupătorul (K_4) pentru alimentarea contoarelor electromagnetice. Realizarea timpilor variabili de menţinere a greutăţilor pe platanele balanţelor se face prin decalarea cu un unghi dorit al celor două jumătăţi suprapuse ale camei (C). Datele de exploatare au arătat că după un număr de 1, 3.10^6 cicluri, standul nu a prezentat nici o defecţiune şi îndeplineşte în bune condiţii normele impuse de proiectare.

Utilizînd standul construit de noi, Intreprinderea „Balanţa" din Sibiu a încercat balanţele semiautomate pentru 5.10^5 şi 10^6 cicluri (echivalent cu cinci pînă la zece ani de exploatare). Defecţiunile apărute după testare privesc lagărele pentru cuţit (apariţia unui oxid pe suprafaţa de lucru) şi acele indicatoare (încovoierea datorită limitatorilor de cursă). Prima a fost înlăturată prin schimbarea cuplului de materiale cuţit — pernă de lagăr, iar a doua prin modificarea formei constructive a acului indicator. Concluziile obţinute pe baza prelucrării datelor experimentale vor face obiectul unei comunicări viitoare.

Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit stellt die Konstruktion eines Standes für Zuverlässigkeitsversuche der halbautomatischen Waagen inländischer Herstellung vor.

Die Auffassung des Standes ist originell. Der elektromechanische Regelungsblock und die Steuerung mit pneumatischen Zylindern gestatten weitestens die experimentelle Parametereinstellung. Das Betriebsverhalten des Standes war sehr gut.

Резюме

В статье представленно конструкция установки для испытания надежности полу-автоматических весов-отечественного производства.

Оригинальная установка имеет электро-механический блок-управления и пневматическое действие с пневматическими цилиндрами позволяющая регулировку в широком диапазоне.

Повидение установки при пробах дало ожиданные результаты.

MAŞINI DE POLIZAT, DE ÎNDREPTAT ŞI DE ÎNDOIT

Maşinile noastre de polizat, îndreptat şi îndoit vă ajută să rezolvaţi problemele de raţionalizare şi automatizare la laminor şi în industria de prelucrare a tablei.

FURNIZAM :

- maşini de şlefuit pentru curăţire pentru secţiuni transversale rotunde, pătrate, dreptunghiulare;
- maşini de îndreptat bare rotunde, ţevi, oţel pătrat, hexagonal, lat, cornier, grinzi U şi dublu T, şine;
- maşini de îndreptat tablă, 7 sau 9 cilindri îndreaptă la rece tablă cu o lăţime de 2 000 - 4 500 mm şi cu o grosime de cel mult 50 mm;
- maşini de încovoiat şi îndreptat tablă cu grosimea de 8-70 mm şi lăţimea de 2 000 - 5 000 mm;tabla poate fi îndoită şi fălţuită în virole conice şi cilindrice la rece şi la cald.

SKET

VEB Schwermaschinenbau-Kombinat
Ernst Thälmann · Magdeburg

Exporteur:
INVEST EXPORT
Volkseigener Außenhandelsbetrieb
der
Deutschen Demokratischen Republik
Johannes-Dieckmann-Straße 7-9
DDR-108 Berlin

Informaţii privind exportul:

Secţia comercială a Ambasadei Republicii Democrate Germane în R. S. România
TKB INVEST EXPORT, Bucureşti 59, Str. Compozitorilor nr. 30, Sc.A.

DEWAG MAGDEBURG

PUBLICOM

IAEM

CONTOARE ELECTRICE MONOFAZATE ȘI TRIFAZATE PENTRU MASURAREA ENERGIEI ELECTRICE ACTIVE ȘI REACTIVE

BLOC DE MĂSURARE DIFERENȚIATĂ A ENERGIEI ELECTRICE

APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU AX CENTRAL ȘI DESCHIDEREA SCAREI DE 240°

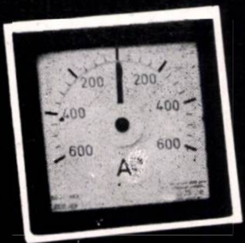
APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU DESCHIDEREA SCAREI DE 90°

APARATE MAGNETOELECTRICE FORMAT PROFIL

APARATE INDICATOARE (FORMAT PROFIL) PENTRU MĂSURAREA MĂRIMILOR NEELECTRICE

APARATE INDICATOARE CU SCARA DUBLA PENTRU REGULATOARE ELECTRONICE

LOGOMETRE, MILIVOLTMETRE, MILIAMPERMETRE REGULATOARE



INTREPRINDEREA
DE APARATE ELECTRICE
DE MĂSURAT
TIMIŞOARA

Ohmmetre magnetoelectrice

Șunturi interșanjabile și cabluri de legătură calibrate

Str. Venus nr. 2 telefon: 36929
telex: 43343 32012

°C
0
100
200
300
400

IAEM

Pe toate meridianele lumii

- SASIURI PENTRU AUTOMACARALE
- AUTOVEHICULE PENTRU AEROPORTURI
- TRACTOARE
- AUTOVEHICULE PENTRU CULOARE DE MINA
- AUTOBASCULANTE
- AUTOVEHICULE PENTRU CURATATUL CANALELOR
- AUTOVEHICULE PENTRU PRESAREA GUNOIULUI MENAJER
- AUTOMATURATOARE
- AUTOVEHICULE CU DESTINATII SPECIALE

Vizitaţi-ne

la TIRGUL INTERNATIONAL BUCURESTI în perioada 16 - 25 oct 1976,
Pavilion A/galeria 3, ştand nr. 419.

Vă aşteptăm cu plăcere !

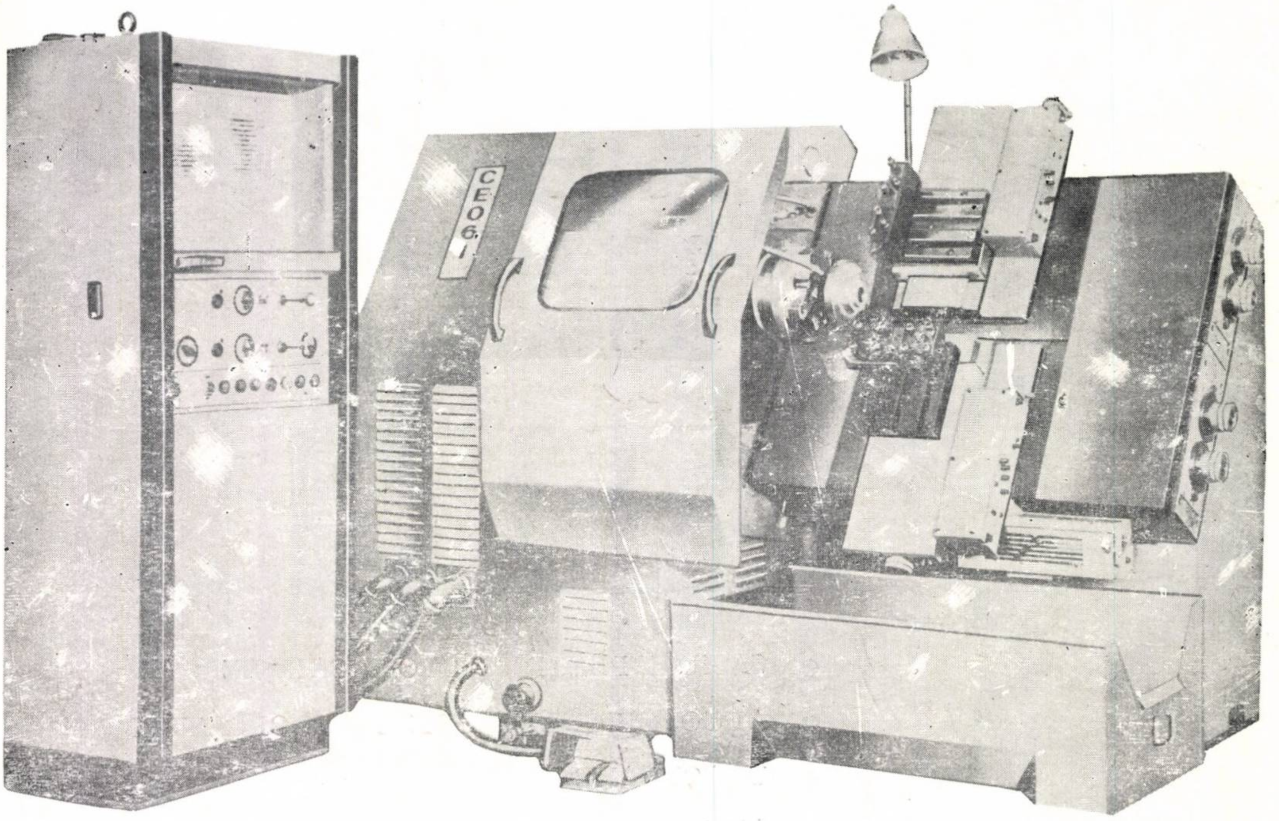
FAUN WERKE

8560 Lauf a. d. Pegn. Postfach 8
Telefon: (0 91 23) 30 71 · Telex: 06-26093

Republica Federală Germania

Publicom

MACHINOEXPORT



STRUNG SEMIAUTOMAT MONOBROŞĂ
cu comandă program CE 061

se foloseşte la prelucrarea de mare productivitate a flanşelor, a angrenajelor, a volanţilor, a rolelor tamburelor de frînă şi a altor piese de oţel, fontă sau metale neferoase, cu diametre pînă la 320 mm şi lungime pînă la 200 mm.

- Aceste maşini pot prelucra suprafeţe exterioare şi interioare cilindrice şi plane cu ajutorul a două cărucioare multiscule independente unul de altul şi care pot executa cele mai variate mişcări în lungul axelor X şi Y.
- Dispozitivul de comandă program al maşinii permite funcţionarea simultană sau alternativă a celor două cărucioare.
- Piesa de prelucrat se fixează printr-o mandrină electromecanică cu putere de strîngere reglabilă.
- Maşina este de mare productivitate şi precizie în funcţionare.

Exportator:

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel: 88.53.21
Telex: 22—425
Telegrame: MACHINOEXPORT
— Sofia

BULGARIE

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE
BRAȘOV

Str. Poienilor Nr. 5
Telefon 921 / 37222
Telex 012203

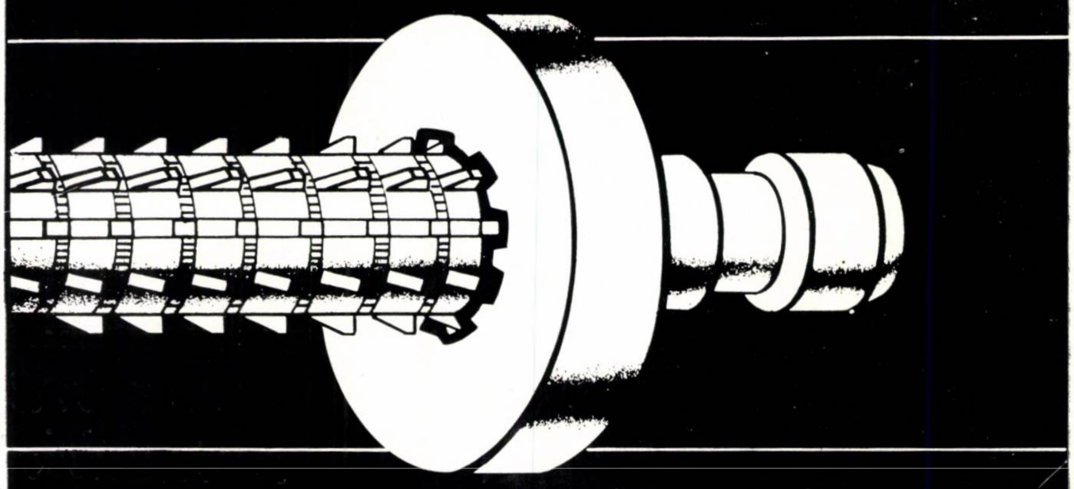
Vă oferă
autovehicule

ROMAN
DIESEL
și **DAC**

Echipate cu motoare diesel
puternice
economice
robuste

- cu una, două sau trei axe motoare
- cu cabină avansată, rabatabilă sau retrasă
- cu greutate totală rulantă între 9 420 - 26 000 kg

Lucraţi cu metode moderne...



cu maşini-unelte de avangardă

Maşinile de broşat orizontale şi verticale cu efort de tracţiune de 5 la 40 tf, pentru prelucrarea orificiilor de evacuare, deschise în prealabil sau nu, au următoarele caracteristici :

- Precizie de prelucrare a orificiilor:de la 0,05 mm pînă la 200 mm
- Finisare a suprafeţei prelucrate: $\nabla 6$ la $\nabla 9$

La cererea clienţilor se livrează maşini de broşat orizontale şi verticale din modelele 7 B 56, 7 B 66, 7 B 76 şi altele reglate în prealabil pentru prelucrarea anumitor piese.

V/O STANKOIMPORT
34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS
Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334.76.00; 334.75.00

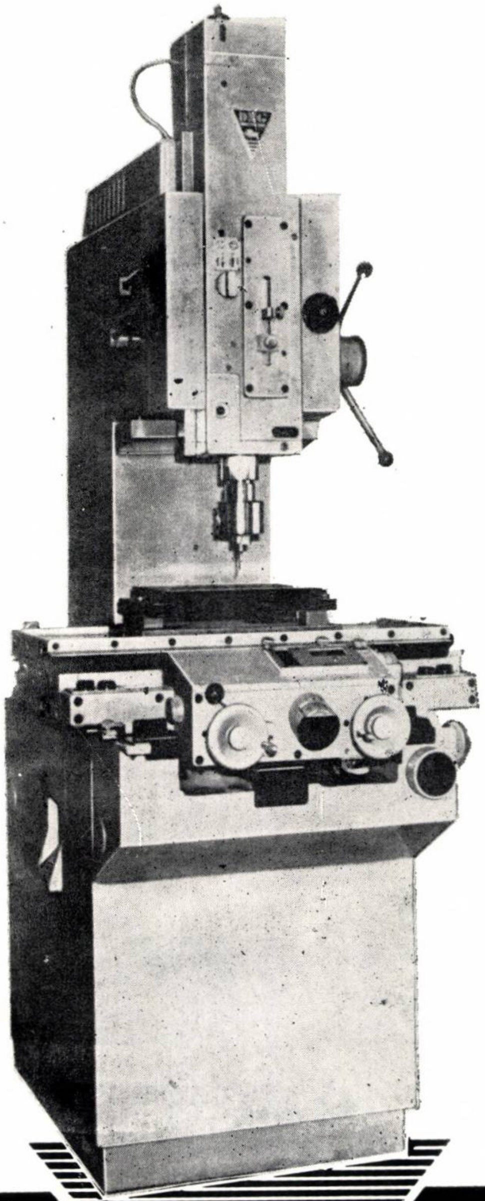
STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

PUBLICOM

MAŞINI DE POANSONAT MODEL 2421 ŞI 2431

mare precizie şi polivalenţă

Maşinile de acest model execută cu o mare precizie alezarea, frezarea, conturarea gabaritelor, controlul cotelor liniare şi a distanţelor între axe



AVANTAJELE CONSTRUCTIVE:

- O mare rigiditate care permite prelucrarea pieselor cu o precizie pînă la 0, 003 mm.
- Sistem de calcul şi de măsurare inductiv, unic în felul său, care permite o mare precizie în citirea coordonatelor.
- Reglarea continuă a numărului de rotaţii a broşelor
- Strîngerea automată a uneltelor.
- Mecanism de deplasare rapidă a mesei.
- Sistem de preafişare a coordonatelor cu aşezarea automată pe masă
- Dispozitiv de montare automată a manşonului portbroşă exact la adîncimea de prelucrare cerută.

Fişa tehnică	Model 2421	Model 2431
-Diametrul maxim de alezare, în mm	80	125
-Greutatea maximă admisă a piesei de prelucrat, kg	150	250
-Precizia de citire a coordonatelor, în mm	0, 001	0, 001
-Precizia de afişare a coordonatelor, în mm	0, 002	0, 002
-Suprafaţa utilă a mesei, în mm	250x450	320x560
-Numărul limită de rotaţii ale broşei pe minut	135-3000	75-30000

Exportator: V/O STANKOIMPORT
117839, Moscova V-342, URSS; 34/79, str. Obrucev

Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00
Telex : 7691; 7692; 7693.

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

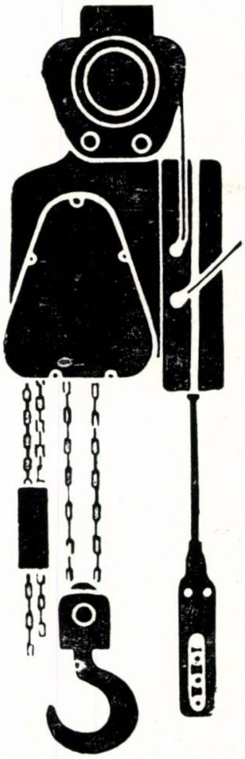
Publicom

balkancar

TRADIȚIE ȘI
CONTEMPORANEITATE

Un electropalan cu cablu sau cu lanț.

Numeroasele modificări constructive și execuții speciale lărgesc în mod practic, nelimitat, sfera de aplicare, dînd posibilitate de încadrare în sisteme complexe de manipulare a sarcinilor



Capacitatea de ridicare

pînă la 12500 kg (la cele cu cablu) și 2000 kg (la cele cu lanț)

Înălțime de ridicare

pînă la 36 m (la cele cu cablu) și 6,4 m (la cele cu lanț)

Exportator:
BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

DDR-ARMATUREN-KOMBINAT
MAW
MAW
80 ND 40
18/10

Robinete de închidere MAW

turnate din oţel-crom-nichel

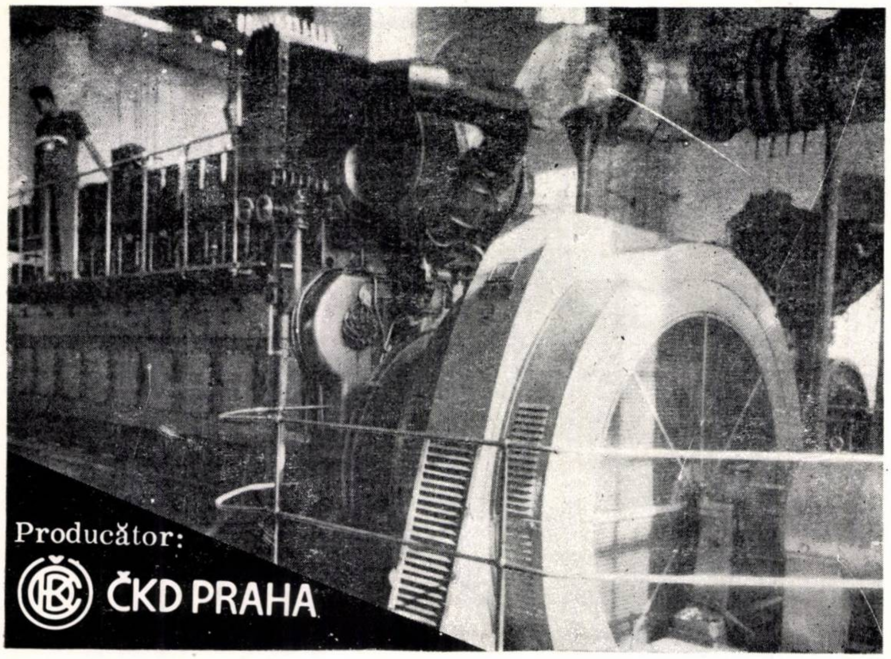
Ventilele de închidere MAW turnate din oţel-crom-nichel, care ocupă în programul de fabricaţie a Combinatului de armături pentru industria chimică al R. D. Germane un loc important, răspund tuturor exigenţelor utilizării în tehnologiile chimiei. Prin construcţia lor solidă şi carcasa de formă aerodinamică se reduce la maximum pierderea de presiune precum şi formarea vîrtejurilor în robinet. Toate piesele care vin în atingere cu medii agresive sînt din oţel-crom-nichel.
Programul de fabricaţie al armăturilor din crom-nichel include între altele robinete de închidere din etajul de presiune ND 16 şi ND 40 în 15-200 NW.

VEB MAGDEBURGER ARMATURENWERKE
·KARL MARX·ARMATURENKOMBINAT

Secţia comercială a Ambasadei R. D. Germane
în R. S. România
TKB - Technocommerz - Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14

TechnoCommerz GmbH
DDR-108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Straße 11/13
Telefon: 2240 Telex: 011-4861

PUBLICOM



Centrale diesel-electrice

de la 23
pînă la
1450 kVA

Sînt echipate cu motoare diesel CKD în gama de S 100, S 160, S 275 şi S 350, şi de la 2 - 6 cilindri, răcite cu apă. Demarajul este pneumatic sau electric. Tensiunea furnizată de generatoare de curent alternativ obişnuite este de 400/231 V, 50 Hz. Tablourile de distribuţie sînt autonome, dotate cu aparate de comandă, de măsură şi de control.

Producător:
ČKD PRAHA

PUBLICOM

Exportator :
Intreprinderea de comerţ exterior:
pragoinvest
180 56 Praga - Cehoslovacia

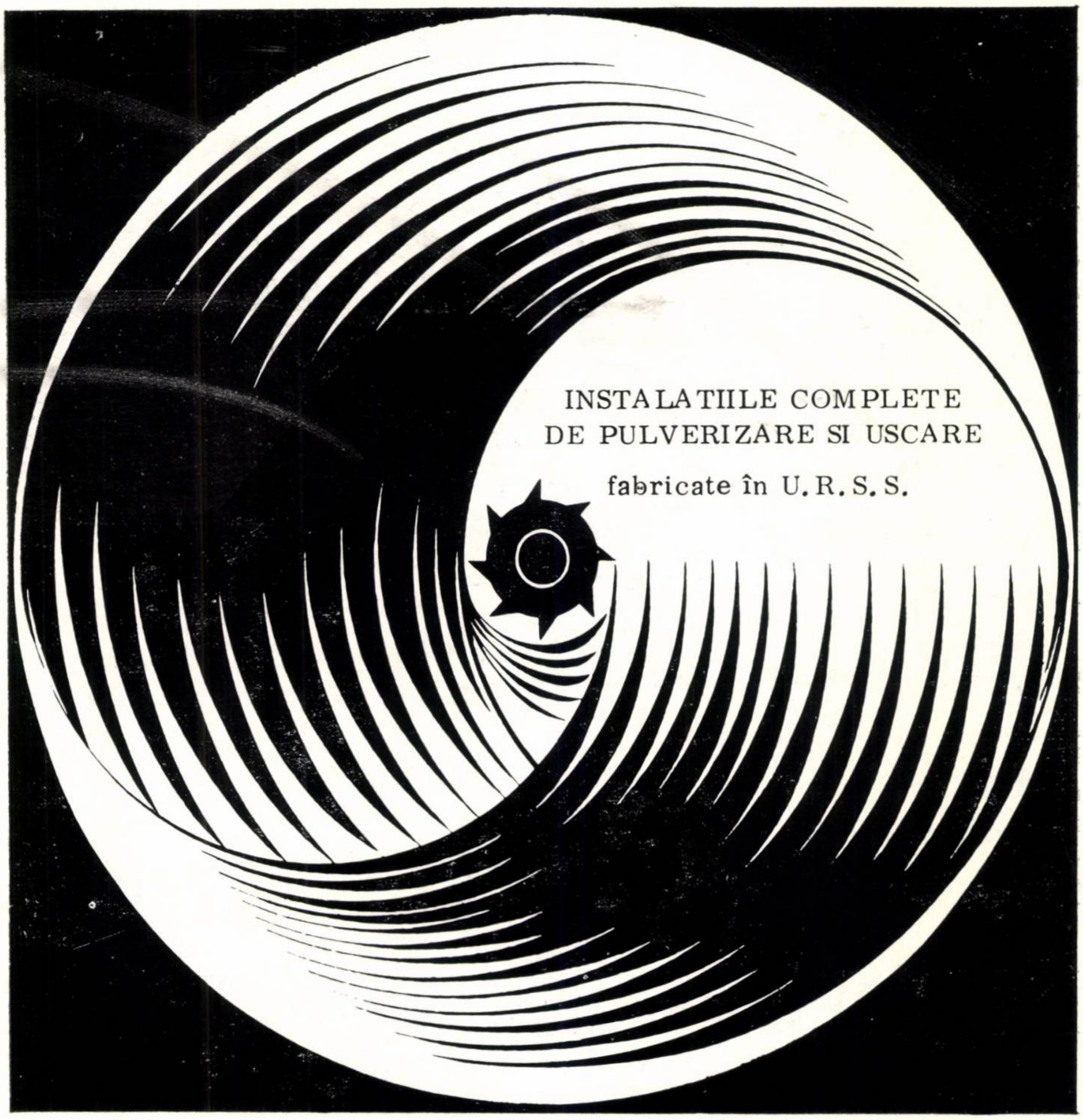
ÎRGUL
E LA LEIPZIG

EPUBLICA DEMOCRATĂ
ERMANĂ

5 - 12 septembrie 1976

LEIPZIG: UN MAGNET
PENTRU LUMEA TEHNICII

Informaţii privind călătoria precum şi dat
asupra tîrgului se pot obţine prin ONT-Ca
paţi sau de la Secţia comercială de p
lîngă Ambasada R. D. Germane din R.
România, Cal. Dorobanţilor nr. 14, Bucureşt



Asigură :

- automatizarea completă a procesului de uscare într-un regim termic dat;
- înaltă securitate în funcţionare şi condiţii bune de lucru;
- o lungă perioadă de exploatare între reparaţii.

Livrează instalaţii de pulverizare şi uscare - de la instalaţii de laborator pînă la instalaţii complexe de mare randament cu productivitatea de 20 t/h apă evaporată şi diametrul camerei de uscare de pînă la 12,5 m.

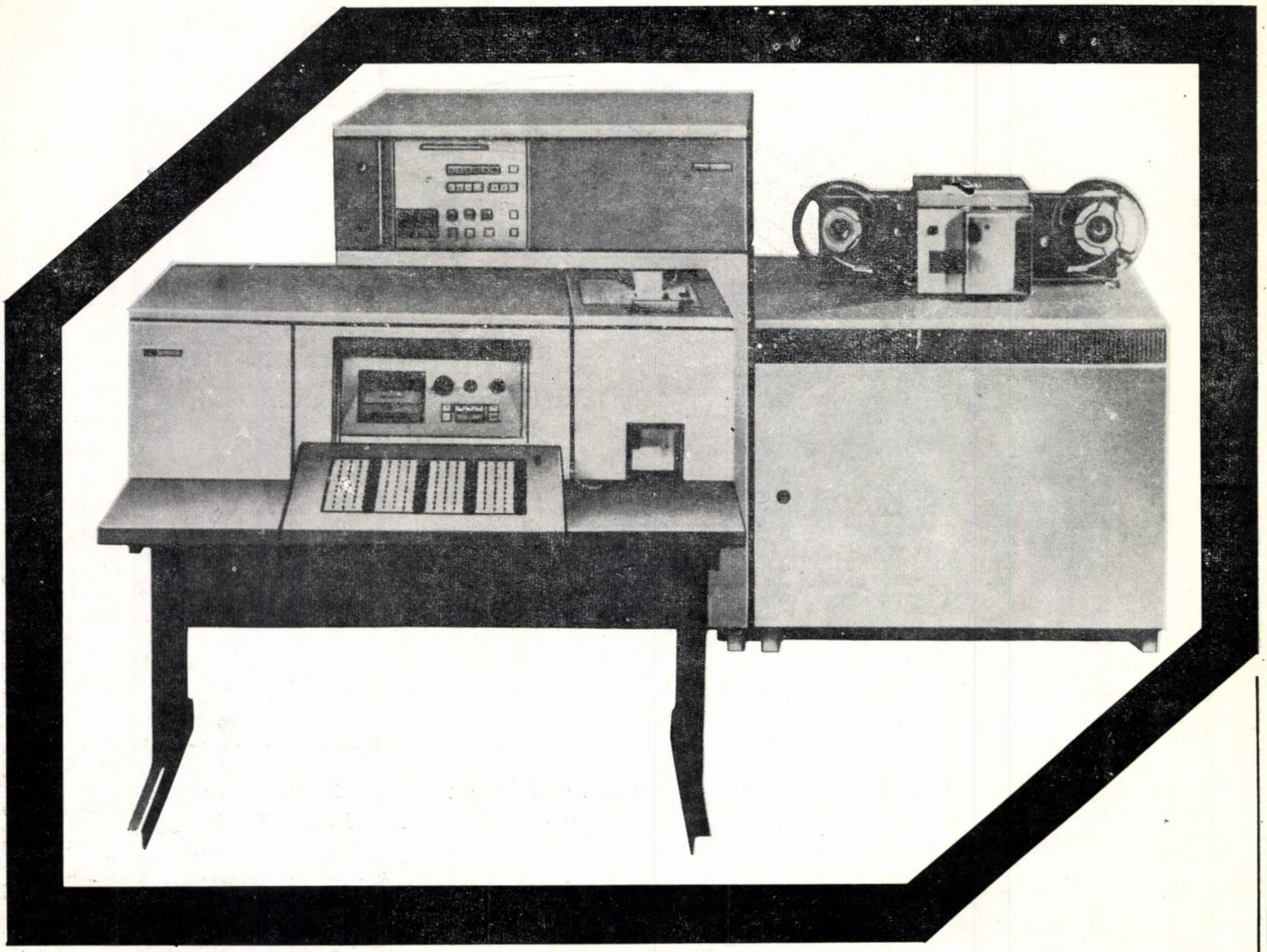
- pentru utilizarea în diferite ramuri industriale:
  - industria chimică şi alimentară;
  - industria petrochimică şi a ceramicii;
  - industria chimică-forestieră, a hîrtiei şi a celulozei;
  - servicii comunale, metalurgia metalelor neferoase.

- pentru uscarea produselor celor mai diverse :
  - detergenţi şi mase ceramice;
  - produse biologice şi amidonoase;
  - drojdii furajere şi îngrăşăminte chimice.

TECHMASHEXPORT

Exportator : V/O TECHMASHEXPORT 35, str. Mosfilmovskaia, 117330
Moscova, U.R.S.S. Telefon : 147.15.62 Telex : 7568

PUBLICOM



F O L O S I T I

daro

1600

Pentru înregistrarea datelor de mare eficienţă

DARO 1600 înseamnă un sistem semiautomat de înregistrare a datelor cu multe posibilităţi de utilizare. ● Componente: unităţi de interogare şi comandă descentralizate, locaţii pentru înregistrarea datelor, imprimante, instalaţii de transfer. ● Modul de lucru: culegerea manuală sau automată a informaţiilor numerice sau alfanumerice în apropierea nemijlocită a locului de origine. (Transmiterea informaţiilor înregistrate este posibilă către un aparat electronic pentru prelucrarea datelor în timp real sau în pachete). ● Prin imprimante se realizează atît un protocol asupra datelor înregistrate, cît şi imprimarea rezultatelor dintr-un calculator. ● Daro 1600 este un sistem direct de înregistrare a datelor de mare randament în diferite combinaţii de utilizare. Bineînţeles poate fi cuplat direct cu multe aparate de prelucrare electronică a datelor.

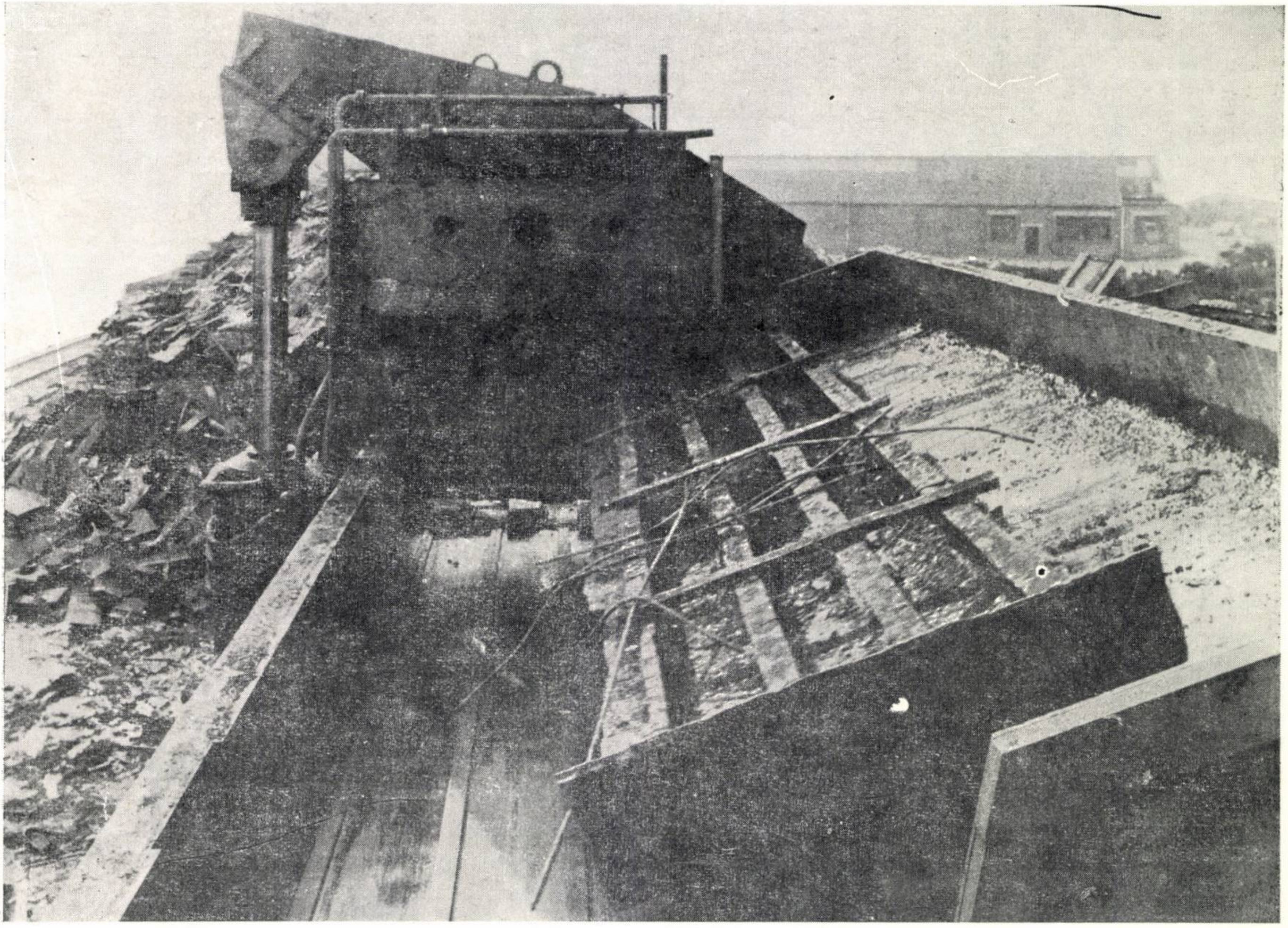
Büromaschinen-Export
GmbH Berlin
DDR - 108 Berlin
Friedrichstrasse 61
Deutsche Demokratische
Republik

bme

Vizitaţi-ne cu ocazia Tîrgului Internaţional din Bucureşti
de la 16 pînă la 25 octombrie 1976 !

Foarfece HARRIS 8WSC

Economia - atît în proiectare cît şi în întreţinere - este atu-ul acestei maşini, al cărei sistem de tăiere - bazat pe trei părţi mobile - are un randament dublu faţă de sistemele de tăiere cu cuţit. Avem convingerea că am realizat un utilaj cu totul deosebit !
Cu un consum de 500 t combustibil convenţional, Guillo-Gator dezvoltă o forţă de forfecare de 1 000 t la gura sa de admisie de 8 picioare, capabilă să primească orice materiale provenind de la autobuze pînă la nave de război.
Produsele noastre conferă o nouă dimensiune prelucrării deşeurilor.



Harris Economy comercializează: foarfece Harris, prese, transportoare, maşini de balotat dens pentru deşeuri solide şi maşini de balotat hîrtie, macarale, maşini de turnat lingouri Sheppard şi elevatoare. O gamă completă de utilaje pentru industrie - oţel, deşeuri metalice, hîrtie şi metale neferoase - precum şi pentru gospodăria comunală. Utilaje de orice dimensiuni de la foarfecele de 2 000 t pînă la presele portabile pentru hîrtie.

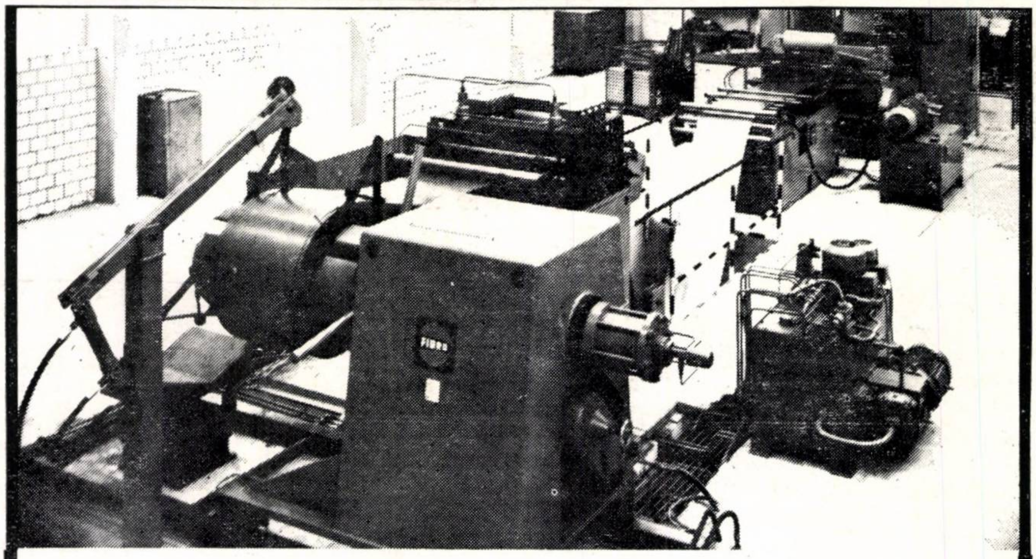
Calitatea echipamentului şi nivelul cunoştinţelor tehnice sînt rezultatul expierenţei acumulate: sute de instalaţii exportate în toată lumea. Harris Economy şi agenţiile sale din întreaga lume vă stau la dispoziţie cu utilaje, documentaţie tehnică şi service.

A PRODUCT OF AMERICAN HOIST

Harris Economy

Division of American Hoist (Europe) Ltd
Sales Office: Harris House, Marlow, Bucks SL7 1DB, England. Tel: Marlow 71447 Telex: 847363
Service & Manufacturing: New Foundry, Bridgend, Glamorgan CF31 1LZ, Wales. Tel: 0656 3201 Telex: 49224
and Bridge Street, Church, Near Accrington, Lancs BB5 4HU, England. Tel: Accrington 385011-3
Group Head Office: American Hoist International Corporation, St. Paul, Minnesota 55107, U.S.A. Telex: 297-432

Partenerul Dv. în producţie !



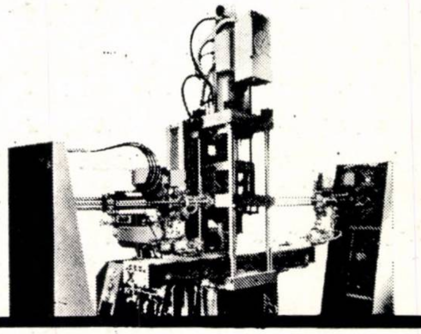
1 Mese rotative : "Precizie şi funcţionalitate" prin dantură plană : FIBROTAKT, FIBROVOLV, FIBRODISK, FIBRODRILL. Reductoare Malta FIBROSTAT. FIBROTOR- dispozitiv circular de comutare.

FIBRO
FIBROTAKT

2 Fabricaţia de scule: reducerea cheltuielilor de manoperă folosind piese standardizate. Nou: FIBRO-CIMA-arcuri de oţel. Nou: gama lărgită de elemente de comandă.

3 Prelucrarea tablei: sistemul Modol complet, recent pus la punct pentru operaţiile de manipulare, desfăşurare, îndreptare şi debitare.

5 Manipularea pieselor : sistemul modular MANTA cu patru mărimi, perfecţionat recent, asigură legătura între punctele de lucru. Sistem înseamnă să investeşti numai atît cît este necesar pentru soluţionarea problemelor. Posibilităţi maxime cu cheltuieli minime !



FIBRO GmbH

D-7102 Weinsberg
Postfach 1120
Tel. 0 71 34 - *73-1
Telex 07-28 757

D 6954 Haßmersheim
Postfach 20
Tel. 0 62 66 - 5 31*
Telex 04-66 143

A. *EXPORT activity*

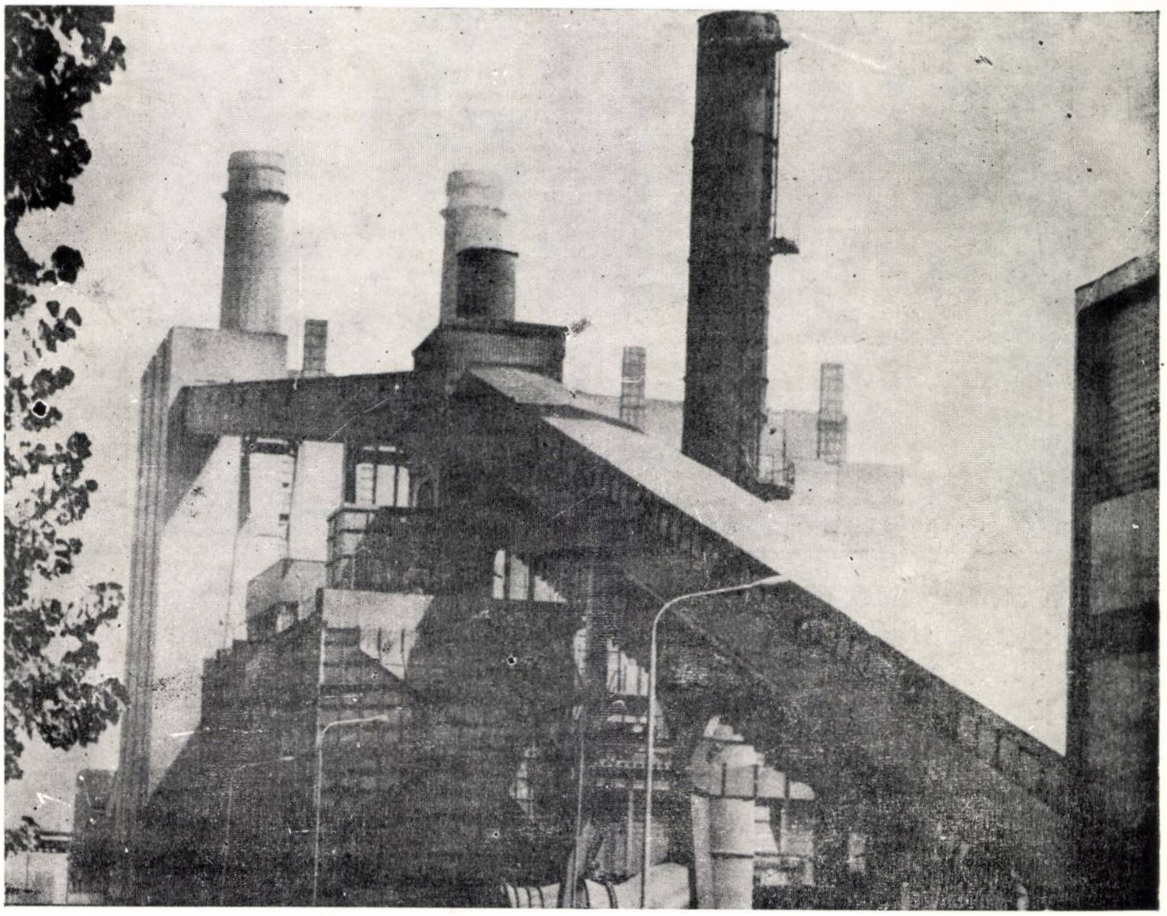
1. Plants and complex installations for manufacturing equipment and products in the field of machine buildingg industry, electronics and electrical engineering, licences, patents of inventions and manufacturing technologies, supplies of C.K.D. for the above projects.
2. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery, ship repairing.
3. Thermal power stations, heat and district-heating stations, hydro-electrical power stations, hydro-mechanical equipment, diesel power stations, individual machines and equipment for these stations as well as the respective spare parts.
4. Metallurgical plants and steel works, afferent individual equipment and machines and spare parts as well.
5. Installations for food industry such as: cold stores, ice making factories, grain mills, grain silos, meat, fruit and milk processing lines, bread making factories as well as spare parts.
6. Technological lines for cement manufacture, individual machinery and equipment and spare parts as well.
7. Studies, engineering, know-how, technologies for the said production lines, erection works, technical assistance, training and other services in connection with the said lines and plants.

"UZINEXPORTIMPORT"
—Foreign Trade Company
BUCAREST
133, Victoriei Avenue; POB 2993;
Telex 011214; Telephone 50,25.35
Cable UZEXIM—BUCAREST.

UZINEXPORTIMPORT
ROMANIA

B. *IMPORT activity*

1. Plants and complex installations for the machine building industry.
2. Equipment for boilers and turbines.
3. Equipment for metal surface protection.
4. Complex installations for the food industry, research sector and municipalities.
5. Vessels, boats, shipbuilding equipment and machinery including the imports for the Romanian shipbuilding industry.
6. Parts of installations and equipment for cement lines.
7. Engineering, licences, technical assistance and training for the above projects.



uzinexportimport

întreprindere de comerț exterior

activity object of the foreign trade company uzinexportimport main products

Centrala sovietică MACHINOEXPORT principalul exportator de utilaje şi maşini fabricate în întreprinderile din U.R.S.S.

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 ✉ SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V-330

МАШИНОЭКСПОРТ

OFERA utilaje pentru puţurile de foraj petrolier, utilaj geofizic, minier, metalurgic, de construcţii, utilaj de ridicat şi transportat, excavatoare şi piese de schimb.

EXPUNE la Tîrgul Internaţional de la Bucureşti: încărcătoare electrice EP-0601, EP-0801, autocamion încărcător 4014, încărcător PPN-3, perforatoare pneumatice IP-4603, IP-4605 prevăzute cu dispoziv de pornire IK - 9214, compresoare SO-7A, şi SO-45A, vibratoare electrice IV-77, IV-24, IV - 2A, perforator pneumatic pentru beton IP-4604, maşină de rabotat parchet SO-97, electrocar ET-1040, perforator cu coloană PK-60.

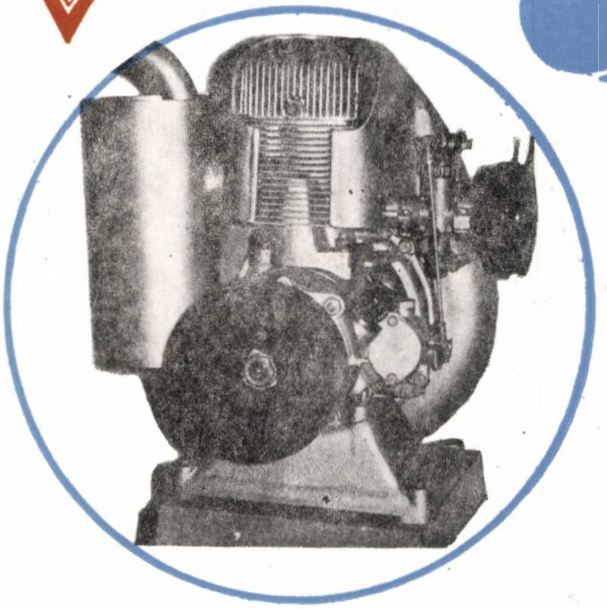
PUBLICOM

Întreprinderea „TIMPURI NOI" Bucureşti

VĂ OFERĂ:

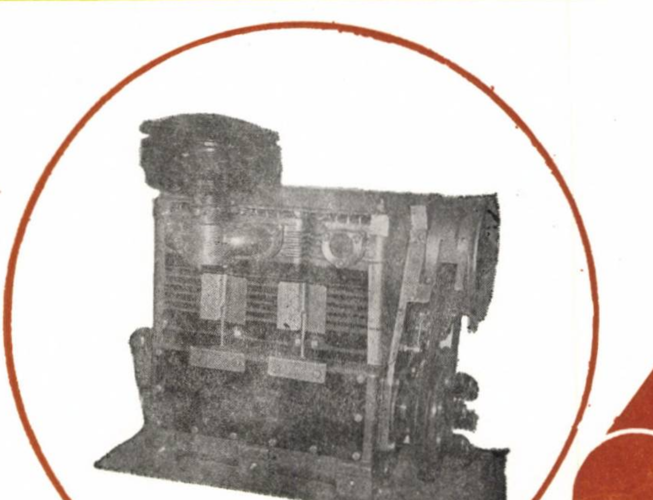
MOTOARE DIESEL ŞI MOTOARE CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE

Tip	Turaţie, rot/min	Putere, CP	Răcire
D4	3 000	5	Apă
D12	1 200; 1 500 ; 1 800	8; 10; 12	Apă
D30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
GD30	1 200; 1 500 ; 1 800	19; 23; 26	Apă
D30N	1 500	33	Apă
D107AN	1 500	46	Apă
D120-8V	1 500	100	Apă
2S9	3 000	7,5	Aer
S18	3 000	15	Aer
S50	3 000	40	Aer



ELECTROCOMPRESOARE ŞI MOTOCOMPRESOARE

Tip	Debit aer, m^3/min	Presiune, at	Putere antrenare, kW	Capacitate recipient, l
ECR350	0,260	7—10	2,2	140
EC1	1,00	10 ; 12	15	150
EC1, 5	1,50	7	18,5	150
1 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 ECS1, 5	1,50	7	16	500
2 A320	2,50	10	19,5	—
3 EC2	2,20	10	20	—
2 EC5	4,70	7	40	135
1 EC10	9,5	7	75	135
2 EC10	5,6	7	55	—
2 MC5	5,00	7	40	135
MC10	9,50	7	143	170



COMPRESOARE

Tip	Debit aer, m^3/min	Putere antrenare, kW	Presiune, at	Turaţie, rot/min
1C350	0,260	2,2	7—10	1 000
2C350	0,210	2,2	7,35	900
UP23—07A	1,00	12,3	10	670
6C1	0,725; 1; 1,5	9; 13; 17	12; 10; 8	750; 1000; 1500
1C501	2,24	17; 8; 20	10	825; 1 000
2C5	5,00	40	7	1 500
2C10	5,00	52	10—12	900

M. I. C. M.

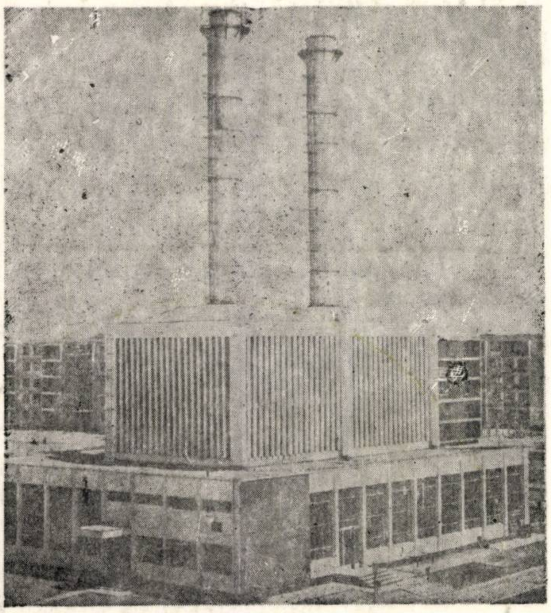
INTREPRINDEREA

V U L C A N

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREȘTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 .035 t/h

- Cazane de apă caldă
  de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
  pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
  GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDATĂ 1904

MARCĂ INTERNAȚIONALĂ

1977 FEB 02

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1, 5 şi 1, 9 t

*

In cei peste 70 ani de existenţă
Intreprinderea VULCAN
a acumulat o bogată experienţă tehnică,
dispunînd de cadre cu înaltă calificare
şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.

EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E 3279

R

DE
CONSTRUCTIA
DE MASINI

99

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

10

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI • BUCUREȘTI • ANUL XXVIII • nr. 10 • OCTOMBRIE 1976

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice *pentru industria construcţiilor de maşini*

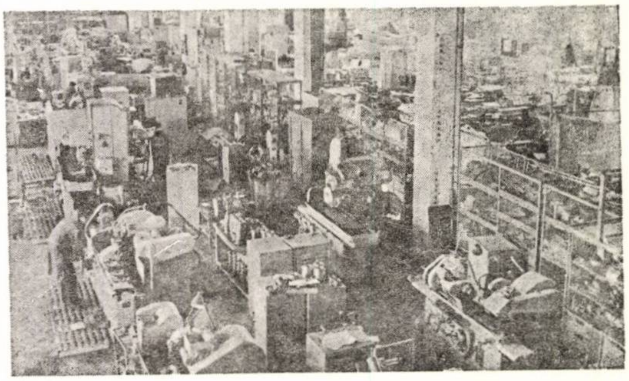
Şos. Olteniţei 105, sector 5, Bucureşti
telefon : 83 21 70 —— telex : 11798

ICPTCM

ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

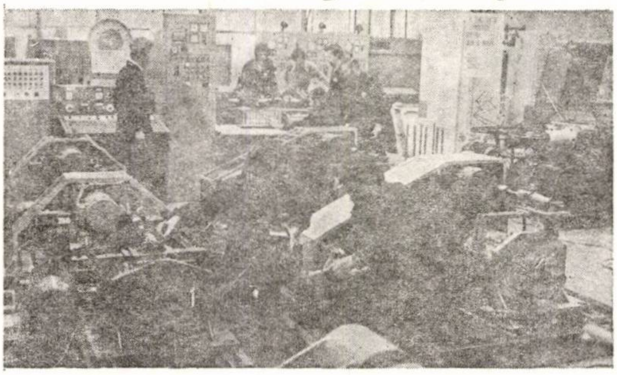
Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice

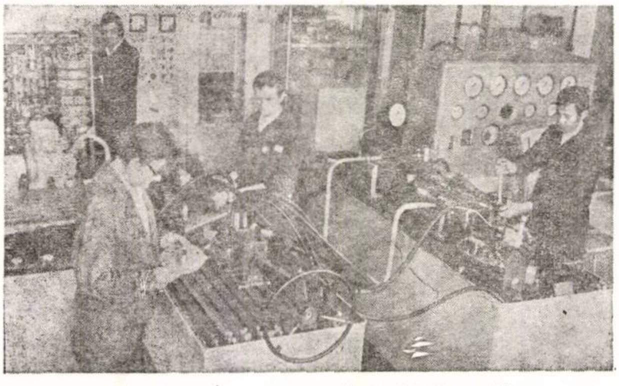


PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

Laboratorul de organe de maşini





Laboratorul de acţionări hidraulice

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 10, OCTOMBRIE 1976

CUPRINS

PROBLEME ACTUALE ÎN DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

1. Progrese în matriţarea şi forjarea liberă

DRĂGAN, I., BOÉR, N. : **Unele aspecte privind matriţarea la semicald.** 493

MANIU, AL., MEMET, G., ERLICH, D., MĂLĂCEA, M., POP, V. : **Posibilităţile şi particularităţile procesului de matriţare combinată ciocan-presă hidraulică.** 496

BĂLŢATU, M. : **Contribuţii la deformarea plastică prin întindere în scule profilate.** 501

2. Tehnologii de grup şi procedee moderne de deformare plastică

DUMITRAŞ, C., VIŞAN, A. : **Cu privire la proiectarea şi execuţia sculelor universale pentru deformarea la rece, în sistem modular.** 504

AMZA, GH. : **Cercetări privind netezirea şi durificarea superficială prin deformare plastică în cîmp ultrasonic.** 510

3. Optimizarea proceselor şi metodica de cercetare

GEORGESCU — COCOŞ, ST. : **Studiu comparativ al bisulfurii de molibden (MoS_2) ca lubrifiant la deformarea plastică a metalelor.** 513

POPESCU, A. V. : **Influenţa vitezii de deformare asupra structurii produselor extrudate din aliaje de aluminiu.** 519

ATANASIU, N., NIŢĂ, P., HORTOPAN, I. : **Cercetări fractografice asupra aliajului Al—Cu—Mg deformat plastic în cîmp ultrasonic.** 523

4. Materiale documentare

DUMITRAŞ, C., MILITARU, C. : **Contribuţii privind realizarea din elemente modulare a ştanţelor şi matriţelor pentru deformarea plastică la rece.** 528

BADEA, S. : **Maşina de torsiune la cald tip SKODA** 530

* * * **Laminare transversală cu scule plane în formă de pană** 533

* * * **Fabricarea axelor, arborilor şi bucşelor prin rulare** 534

* * * **TÎRGURI ŞI EXPOZIŢII** 536

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

Redactor: Şerban Teodorescu
Consultant ştiinţific: GEORGESCU — COCOŞ STELIAN

SUMAR

CZ: 621.979

Drăgan, I., Boér, N. : **Unele aspecte privind matrițarea la semicald.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 493

CZ: 621.974:621.979.82

Maniu, Al., Memet, G., Erlich, D., Mălăcea, M., Pop, V. : **Posibilitățile și particularitățile procesului de matrițare combinată ciocan-presă hidraulică.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 496

CZ: 539.374: 621.9

Bălțatu, M.: **Contribuții la deformarea plastică prin întindere în scule profilate.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 501

CZ: 621.9: 621.785.9

Dumitraș, C., Vișan, A. : **Cu privire la proiectarea și execuția sculelor universale pentru deformarea la rece, în sistem modular.**

Construcția de mașini, 28(1976), nr. 10, p. 504

CZ: 621.78:539.374

Amza, Gh.: **Cercetări privind netezirea și durificarea superficială prin deformare plastică în cîmp ultrasonic.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 510

CZ: 539.374: 621.891.2

Georgescu-Cocoș, St. : **Studiu comparativ al bisulfurii de molibden (MoS_2) ca lubrifiant la deformarea plastică a metalelor.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 513

CZ: 621.746.77:621.771.4:669: 715

Popescu, A. V. : **Influența vitezei de deformare asupra structurii produselor extrudate din aliaje de aluminiu.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 519

CZ: 669.715 ; 539.374 ;534.321.9

Atanasiu, N., Niță, P., Horiopan, I. : **Cercetări fractografice asupra aliajului Al — Cu — Mg deformat plastic în cîmp ultrasonic.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 523

CZ: 621.983.32:621.983:539.374

Dumitraș, C., Militaru, C. : **Contribuții privind realizarea din elemente modulare a ștanțelor și matrițelor pentru deformarea plastică la rece.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 528

CZ: 621.9

Badea, S. : **Mașina de torsiune la cald tip SKODA.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 530

CZ: 621.771:621.9: 886

***** : Laminarea transversală cu scule plane în formă de pană (prelucrare după ,,Fertigungstechnik und Betrieb'' nr 3 / 1975, p. 158).**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 10, p. 533

CZ: 621.824:621.833:621.827: 621.7

***** : Fabricarea axelor, arborilor și bucșelor prin rulare.**

Construcția de mașini, 28(1976), nr. 10, p. 534

Revista ,,CONSTRUCȚIA DE MAȘINI'', organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista ,,Construcția de mașini''. Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informația'', București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1443

***Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr.* 137/6332/1975.**

41.042

CONTENTS

DC: 621.979

Drăgan, I., Boér, N.: **Certain aspects concerning halfhot drop forging.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 493

DC: 621.974: 621.979.82

Maniu, Al., Memet, G., Erlich, D., Mălăcea, M., Pop, V.: **Possibilities and particularities of the hammer-hydraulical press forming process.**

Construcţia de maşini, 28(1976), nr.10, p. 496

DC: 539.374 :621.9

Bălţatu, M.: **Contributions to metal forming through stretching in profiled tools.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 501

DC: 621.9: 621.785.9

Dumitraş, C., Vişan, A.: **On the design and execution of universal cold forming tools in modular system.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 504

DC: 621.78 :539.374

Amza, Gh.: **Researches concerning finishing and superficial hardening through plastic deformation in ultrasonic field.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 510

DC: 539.374 :621.891.2

Georgescu-Cocoş, St: **Comparative study of MoS_2 as metal forming lubricant.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 513

DC: 621.746.77 :621.771.4 : 669 : 715

Popescu, A. V.: **The influence of forming speed on the structure of extruded products of aluminium alloys.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 519

DC: 669.715 :539.374 :534.321.9

Atanasiu, N., Niţă, P., Hortopeanu, I.: **Fractographical researches on Al – Cu – Mg alloy plastically deformed in ultrasonic field.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 523

DC: 621.983.32 :621.983 :539.374

Dumitraş, C., Militaru, C.: **Contributions concerning the execution of modular elements of stamps and dies for cold forming.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 528

DC: 621.9

Badea, S.: **The Skoda type hot torsion machine.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 530

DC: 621.771 :621.9 :621.886

*****: Cross-rolling with wedge form flats tools, edited from ,,Fertigungstechnik und Betrieb'', nr. 3/1975, p. 158.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 533

DC: 621.824 :621.833 :621.827 :621.7

*****: Bibliographical research: Shaft, axle and sleeves manufacturing through rolling.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 10, p. 534

ATTENTION!

Foreign readers can subscribe through ILEXIM – P.O. Box 136–137-telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

SOMMAIRE

CD: 621.979

Drăgan, I., Boér, N.: **Quelques aspects de l'étampage à mi-chaud.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 493

CD: 621.974 :621.979.82

Maniu, Al., Memet, G., Erlich, D., Mălăcea, M., Pop, V.: **Possibilités et particularités du processus d'étampage combiné mart. au-presse hydraulique.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 496

CD: 539.374 :621.9

Bălţatu, M.: **Contributions à la déformation plastique dans les outils profilés.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 501

CD: 621.9 :621.785.9

Dumitraş, C., Vişan, A.: **De l'élaboration des projets et l'exécution des outils universels utilisés dans la déformation à Cfroid, en système modulaire.**

onstrucţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 504

CD: 621.78 : 539.374

Amza, Gh.: **Recherches sur le planage et le durcissement par déformation plastique de la couche superficielle en champs ultra-sonique.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 510

CD: 539.374 :621.891.2

Georgescu-Cocoş, St.: **Étude comparative du bisulfure de molybdène (MoS_2) comme lubrifiant, dans la déformation plastique des métaux.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 513

CD: 621.746.77 : 621.771.4 : 669 : 715

Popescu, A. V.: **Influence de la vitesse de déformation sur la structure des produits extrudés d'alliages d'aluminium.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 519

CD: 669.715 : 539.374 : 534.321.9

Atanasiu, N., Niţă, P., Hortopeanu, I.: **Recherches fractographiques sur l'alliage Al–Cu–Mg par déformation plastique en champs ultrasonique.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 523

CD: 621.983.32 : 621.983 : 539.374

Dumitraş, C., Militaru, C.: **Contributions à la réalisation d'éléments modulaires, des étampes et des moules utilisés dans la déformation plastique à froid.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 528

CD: 621.9

Badea, S.: **Machine de torison à chaud de type Skoda.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 530

CD: 621.771 : 621.9 : 621.886

*****: Laminage transversal par des outils plans en forme de coin (d'après ,,Fertigungstechnick und Betrieb'', no. 3/1975, p. 158).**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 10, p. 533

CD: 621.824 : 621.833 : 621.827 : 621.7

*****: Fabrication des axes, des arbres et des manchons par roulement (étude bibliographique).**

Construcţia de maşini, 28(1976), no. 10, p. 534

ATTENTION!

Les lectures étrangers de la revue pourront prendre des abonanements par ILEXIM-Serviciul export-import presă. P.O. Box 136–137-telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.979
Drăgan, I., Boér, N. : **Einige Aspekte der Halbheissprägung.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 493

DK : 621.974 : 621.979.82
Maniu, Al., Memet, G., Erlich, D., Mălăcea, M., Pop, V : **Möglichkeiten und Besonderheiten des Gesenkschmiedenvorgangs Hammer-Druckwasserpresse.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 496

DK : 539.374 : 621.9
Bălţatu, M. : **Beiträge zur Zugumformung in profilierten Gesenken.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 501

DK : 621.9 : 621.785.9
Dumitraş, C., Vişan, A. : **Mit Bezug auf Entwurf und Durchführung von Universalwerkzeugen für Kaltumformung in Baukastensystem.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 504

DK : 621.78 : 539.374
Amza, Gh. : **Forschungen über Fertigbearbeitung und Oberflächenabhärtung durch Umformen in Ultraschallfeld.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 510

DK : 539.374 : 621.891.2
Georgescu-Cocoş. St : **Vergleichsstudium des MoS_2 als Schmierstoff in der Umformtechnik.**
onstrucţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 513

DK : 621.746. 77 : 621.771.4 : 669 : 715
Popescu, A. V. : **Einfluss des Umformgeschwindigkeit auf die Struktur von Spritzerzeugnissen aus Alulegierungen.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 519

DK : 669.715 : 539.374 : 534.321.9
Atanasiu, N., Niţă, P., Hortopeanu, I. : **Fraktografische Forschungen über die in Ultraschallfeld umformten Al — Cu — Mg — Legierung.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 523

DK : 621.983.23 : 621.983 : 539.374
Dumitraş, C., Militaru, C. : **Beiträge zur Ausführung aus Baukasteneinheiten der Stanzen und Gesenken für Kaltumformung.**
CConstrucţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 528

DK : 621.9
Badea, S. : **Die SKODA-artige Warmverdrehungsmaschine.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 10, S. 530

DK : 621.771 : 621.9 : 621.886
***** : Querwalzen mit ebenen keilförmigen Werkzeugen, Bearbeitung aus ,,Fertigungstechnik und Betrieb'' Nr. 3/1975, S 158.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr.10, S. 533

DK : 621.824 : 621.833 : 621.827 :621.7
***** : Bibliographische Forschung : Herstellung von Wellen, Spindeln und Hülsen durch Rollformung.**
Construcţia de maşini 28 (1976), Nr. 10, S. 534

ACHTUNG !

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM-Serviciul export-import presă, P. O. Box 136 — 137-telex: 11216, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.979
Дрэган, И., Боер, Н.: **Некоторые виды отнеслав полугорачую штамповку.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 493

ДК : 621.974 : 621.979.82
Маниу, А., Мемет, Г., Ерлих, Д., Мэлэчеа, М., Поп, В.: **Возможности и особенности штамповки молот-ги дравлический пресс.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 496

ДК : 539.374 : 621.9
Бэлцату, М.: **Вклады у пластической деформаций в профильных инструментах.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 501

ДК : 621.9 : 621.785.9
Думитраш, К., Вишан, А.: **Относительно к проектированию и разработке универсальных инструментов для холодной деформаций, в модулярной системе.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 504

ДК : 621.78 : 539.374
Амза, Г.: **Исследования относящиеся к разглаживанию и увеличению поверхностной твёрдости через пластичную деформацию в ультразвуковом поле.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 510

ДК : 539.374 : 621.891.2
Георгеску — Кокош, Ст.: **Сравнительное изучение бисульфида молибдена (MoS_2) как смазочное масло при пластичной деформаций металлов.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 513

ДК : 621.746.77 : 621.771.4 : 669 : 715
Попеску, А. В.: **Влияние деформированной скорости на структуре выширанных произведений из-за алюминиевых сплавов.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 519

ДК : 669.715 :539.374 : 534.321.9
Атанасиу, Н., Ницэ, П., Хортопеану, И.: **Фрактографические исследования на сплаве Al — Cu — Mg, пластичнодеформированном в ультразвуком поле.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 523

ДК : 621.983.32 : 621.983 : 539.374
Думитраш, К., Милитару, К.: **Вклады относящиеся к осуществлению вырубных штампов и матриц для пластичной деформаций в холодном состоянии из модулярных элементов.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 528

ДК : 621.9
Бадеа, С.: **Машина для скручивания в тёплом состояний тип SKODA.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 530

ДК : 621.771 : 621.9 : 621.886
*** * * Поперечное развальцевание с плоскими инструментами в виде шпонки (краткое изложение по ,,Fertigungstechnik und Betrieb“ nr. 3/1975 p. 158.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 533

ДК : 621 :824 : 621.833 : 621.827 :621.7
*** * * Производство через доводку обкаткой валов, шпинделей и втулк.**
Construcţia de maşini, 28 (1976), № 10, стр. 534

Вниманне !

Читатели инностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — serviciul export-import presă. P. O. Box 136 — 137-telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

1. Progrese în matrițare și forjare liberă

CZ: 621.979

Unele aspecte privind matrițarea la semicald

Prof. dr. ing. I. **DRĂGAN**; ing. N. **BOÉR** — Institutul politehnic — Cluj-Napoca

Matrițarea la semicald, încadrîndu-se ca domeniu de temperatură între matrițarea la cald și cea la rece, însumează avantaje de la ambele procedee. Astfel, apare evident că rezistența la deformare este mai mică decît la deformarea la rece, iar precizia de matrițare și calitatea suprafeței sînt mai bune decît la matrițarea la cald. Deși se afirmă că matrițarea la semicald se va extinde în viitor [1, 2, 3], nu este totuși încă bine definitivat domeniul de temperatură pentru o astfel de matrițare și se cunosc mai puțin caracteristicile fizico-mecanice obținute în urma deformării oțelurilor în astfel de condiții. Completînd lucrări anterioare [4], în acest articol se încearcă să se dea unele detalii legate de deformarea la semicald a unor oțeluri cu conținut variat de carbon, arătînd modul în care stratul superficial este deteriorat la încălzire, variația rezistenței la deformare și a deformabilității cu temperatura și structura obținută după deformare. Pentru încercări s-au folosit oțeluri OLC 15, OLC 45 și RUL 1, deci oțeluri nealiate, respectiv slab aliate cu variații diferite în carbon ($C = 0{,}15$; $0{,}45$ și $1{,}0$ %). În tabelul 1 se prezintă compoziția chimică a acestor oțeluri conform STAS 880—66 și 1456/1—75.Efectuînd încercări prin răsucire cu epruvete și metoda descrisă în lucrarea [5], variația rezistenței la deformare cu temperatura, pentru viteza $\gamma = 1{,}5\ s^{-1}$ a oțelurilor menționate mai sus este prezentată în figura 1. Pentru calculul rezistenței la deformare τ s-a folosit relația :

Tabelul 1

Marca	Compoziția chimică%			
	C	Mn	Si	Cr
OLC 15	0,12—0,19	0,35—0,65	0,17—0,37	max 0,30
OLC 45	0,42—0,49	0,50—0,80	0,17—0,37	max 0,30
RUL 1	0,95—1,05	0,20—0,45	0,17—0,37	1,30—1,65

$$\tau_d = \frac{(3 + m)\, M_r}{2\pi\, r^3} \qquad (1)$$

unde

M_r este momentul de răsucire maxim, în daN. mm ;
r — raza epruvetei, în mm ;
m — coeficientul de corecție care depinde de viteză (s-a luat $m = 0{,}1$).

În aceleași condiții de deformare a fost măsurată deformabilitatea prin numărul de răsuciri pînă la rupere nx (fig. 2). Din figurile 1 și 2 se observă că peste temperatura de circa 600°C apare o creștere accentuată a deformabilității, cu o scădere continuă a rezistenței la deformare.

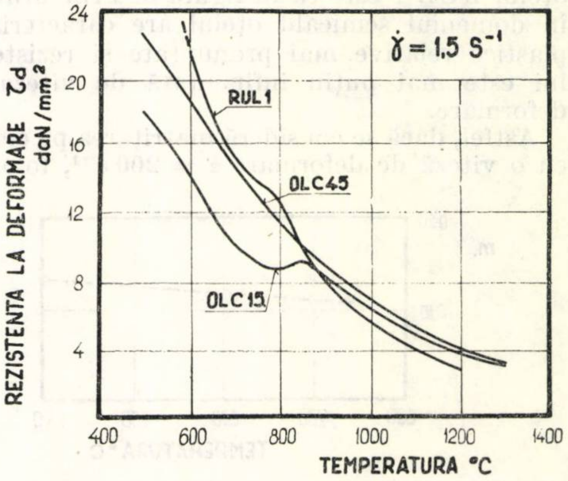


Fig. 1. — Variația rezistenței la deformare cu temperatura.

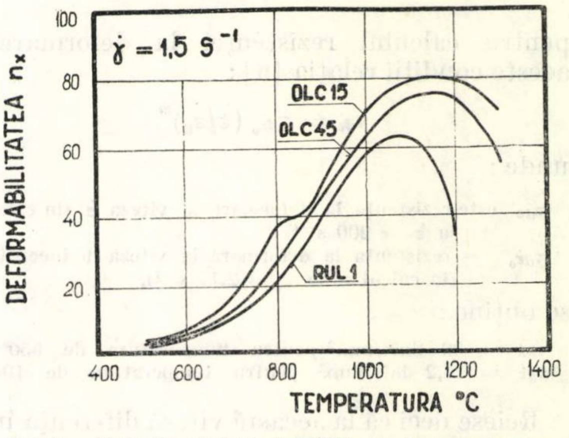


Fig. 2 — Variația deformabilității cu temperatura.

Astfel, dacă această temperatură se notează cu t_{cr1}, atunci se poate admite ca limită minimă a deformării la semicald temperatura $t_{cs1} + \Delta t$ ($\Delta t = 30\ldots40$°C). Pentru oțelul OLC 15 se observă la 800—850°C un palier în scăderea rezistenței la deformare, precum și în creșterea deformabilității. Dacă această temperatură se notează cu t_{cr2}, atunci se poate admite că aceasta este limita superioară a domeniului de deformare la semicald, din punctul de vedere al rezistenței la deformare și al deformabilității. Dacă se compară rezistența la deformare la 650°C, de exemplu cu cea de la 1000°C, se vede că τ_{d650} este de 1,9 . . . 3,2 ori mai mare decît τ_{d1000} pentru viteza folosită la încercare ($n = 120$ rot/min).

Dacă se consideră coeficientul de caracterizare a materialului din punctul de vedere al comportării plastico-vîscoase dat de relaţia [6]:

$$m = \frac{\log M_{r1} - \log M_{r2}}{\log n_1 - \log n_2} \qquad (2)$$

unde:

M_{r1} este momentul de răsucire la turaţia n_1;
M_{r2} — momentul de răsucire la turaţia n_2,

atunci variaţia acestuia cu temperatura pentru oţelul RUL 1 este ca în figura 3. Prin urmare, în domeniul semicald oţelul are caracteristici plastice relative mai pronunţate şi rezistenţa lui este mai puţin influenţată de viteza de deformare.

Astfel, dacă se consideră matriţarea pe ciocan cu o viteză de deformare $\dot{\varepsilon} = 200\, s^{-1}$, folosind

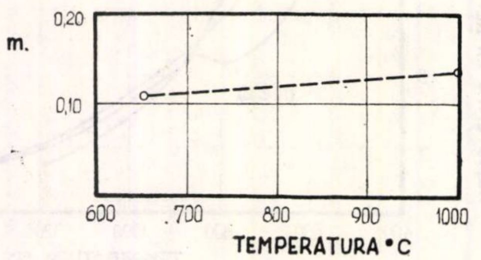


Fig. 3 — Variaţia coeficientului de sensibilitate la viteză cu temperatura.

pentru calculul rezistenţei la deformare în aceste condiţii relaţia [6]:

$$\tau_{d\dot{\varepsilon}} = \tau_{d\dot{\varepsilon}_0} (\dot{\varepsilon}/\dot{\varepsilon}_0)^m \qquad (3)$$

unde:

$\tau_{d\dot{\varepsilon}}$ este rezistenţa la deformare la viteza $\dot{\varepsilon}$ (în calcul se ia $\dot{\varepsilon} = 200\ s^{-1}$);
$\tau_{d\dot{\varepsilon}_0}$ — rezistenţa la deformare la viteza de încercare $\dot{\varepsilon}_0$ (în calcul se ia $\dot{\varepsilon}_0 = 2{,}17\ s^{-1}$),

se obţine:

$\tau_{d\dot{\varepsilon}} = 38$ daN/mm² pentru temperatura de 650°C şi
$\tau_{d\dot{\varepsilon}} = 15{,}2$ daN/mm² pentru temperatura de 1000°C.

Reiese deci că la această viteză diferenţa între rezistenţa la deformare a oţelului luat în studiu la cele două temperaturi este relativ mică. Dacă se ia în considerare şi influenţa presiunii hidrostatice asupra rezistenţei la deformare la matriţare, rezistenţa crescînd cu mărimea coeficientului *m*, reiese că diferenţa reală între cele două rezistenţe va fi şi mai mică decît cea calculată mai sus. Din acest punct de vedere apare iarăşi evident că este indicat a limita deformarea la semicald în domeniul feritic, adică sub temperatura de transformare $\alpha - \gamma$. Încălzirea pînă la 700°C asigură o calitate bună şi a suprafeţei. Stratul de oxid format în timp este foarte redus în comparaţie cu cel format la 1000°C de exemplu, după cum rezultă din figura 4. Important este faptul că suprafaţa rezultată în urma matriţării la cele două temperaturi de referinţă, este mult mai bună la piesele matriţate la 700°C (fig. 5). Importanţă şi mai mare o are stratul decarburat, a cărui grosime nici nu poate fi observată pe cale microscopică la proba încălzită în domeniul semicald (fig. 6). Caracteristicile mecanice şi structurale ale pieselor deformate în domeniul semicald pot fi considerate bune. Apare evident că, cu cît temperatura de sfîrşit a deformării este mai joasă cu atît va rezulta o structură mai fină (fig. 7) precum şi o duritate şi o rezistenţă mai mare (fig. 8)*. Desigur că acestea pot fi menţinute sau modificate prin tratamente termice ulterioare. Din cele arătate reiese că din punctul de vedere al comportării materialului la deformare şi al calităţii piesei matriţate deformarea la semicald ar putea fi extinsă la obţinerea unor piese mai puţin complicate, din oţeluri nealiate sau slab aliate. Mai puţine date există însă referitoare la durabilitatea matriţelor folosite pentru matriţarea la semicald. Este clar că la matriţarea la semicald solicitările mecanice sînt mai mari decît la matriţarea la cald, însă sînt mai reduse solicitările termice. Fluxul de căldură transmis sculei fiind direct proporţional cu diferenţa de temperatură, încălzirea straturilor superficiale ale matriţei în contact cu piesa forjată este mai redusă în domeniul semicald.

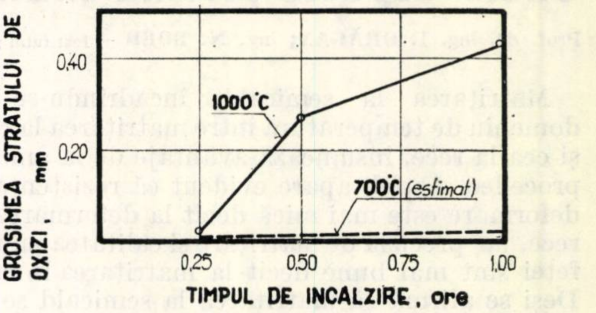


Fig. 4 — Grosimea stratului de oxizi format în cursul încălzirii în cuptor electric cu rezistoare (probă OLC 45 de 10 mm grosime).

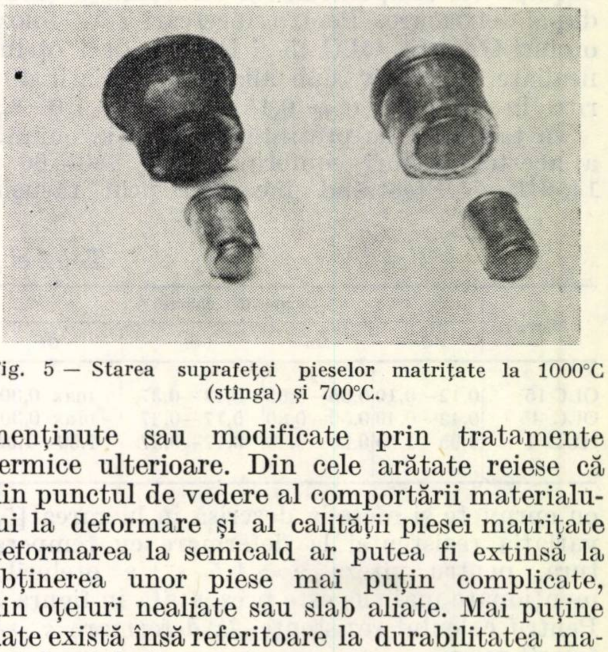
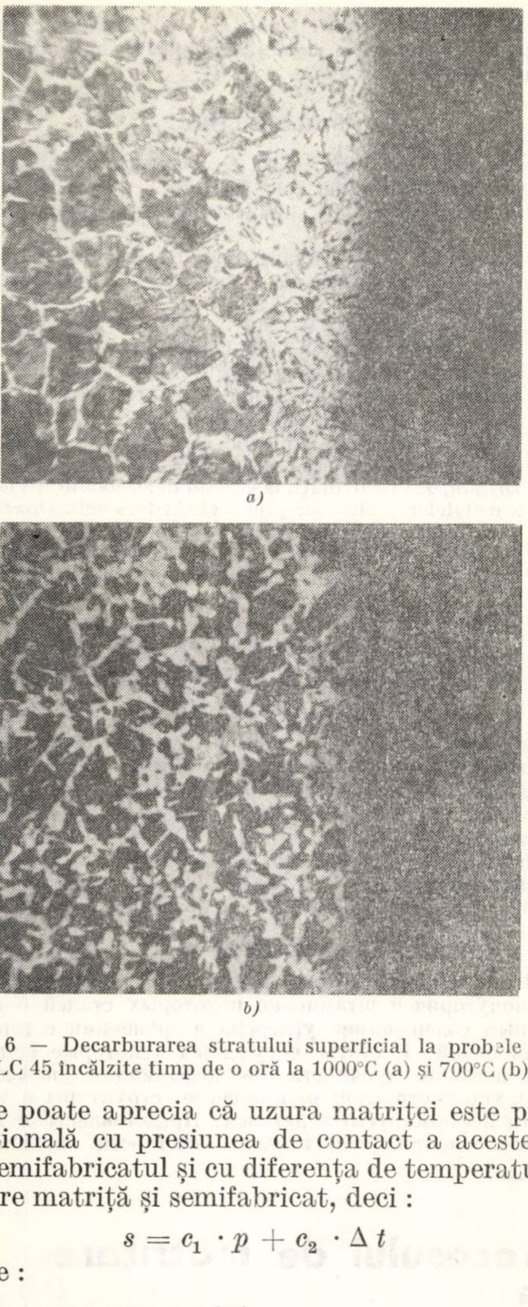


Fig. 5 — Starea suprafeţei pieselor matriţate la 1000°C (stînga) şi 700°C.

---

* dacă referirea se face la oţelul cu conţinut redus de carbon; la oţeluri cu conţinut ridicat de carbon, la temperaturi mai ridicate, prin răcire în aer, apare şi efectul călirii.



a)

b)

Fig. 6 — Decarburarea stratului superficial la probele din OLC 45 încălzite timp de o oră la 1000°C (a) şi 700°C (b).

Se poate aprecia că uzura matriţei este proporţională cu presiunea de contact a acesteia, cu semifabricatul şi cu diferenţa de temperatură dintre matriţă şi semifabricat, deci :

$$s = c_1 \cdot p + c_2 \cdot \Delta t \qquad (4)$$

unde :

s este uzura matriţei ;

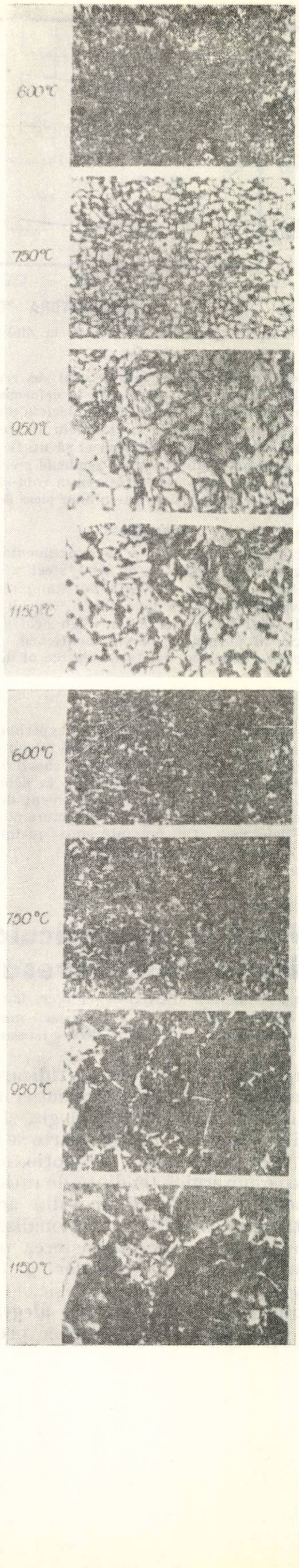
p — presiunea dintre matriţă şi semifabricat ;

Δ_t — diferenţa de temperatură între peretele matriţei şi suprafaţa semifabricatului ;

c_1 şi c_2 — coeficienţii de proporţionalitate.

Este desigur important să se cunoască aportul la uzură al fiecărui factor. Conform unor date rezistenţa la oboseală termică creşte de circa zece ori dacă temperatura maximă în cadrul ciclului termic scade de ordinul a 150°C în domeniul de 500 ... 800°C, conform lucrării [7], în acest fel o parte din solicitarea mecanică (mai mare la matriţarea la semicald) fiind compensată de solicitarea termică (mai mică la matriţarea la semicald).

Fig. 7 — Structura deformată la diverse temperaturi : a) OLC 15 ; b) OLC 45 ⟶



a)

b)

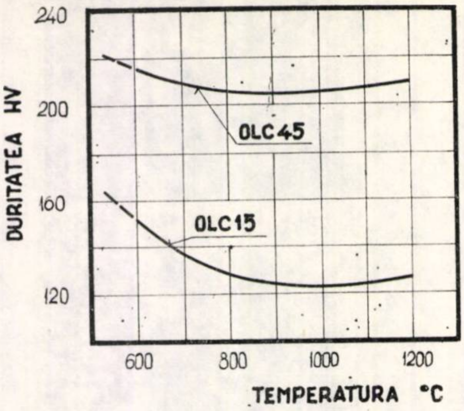


Fig. 8 – Duritatea probelor deformate la diferite temperaturi.

In concluzie, pe baza celor arătate mai sus rezultă că la matriţarea la semicald, deşi rezistenţa la deformare a materialului supus deformării este mai ridicată decît la matriţarea la cald, solicitarea matriţei, luată în ansamblu nu creşte proporţional şi este posibil ca durabilitatea ei să nu fie mai mică. Se poate deci afirma că matriţarea la semicald prezintă o serie de avantaje în comparaţie cu matriţarea la cald şi acest procedeu va putea fi extins la matriţarea unor piese de complexitate mică şi medie, confecţionate din oţeluri nealiate sau sla aliate, iar pentru unele piese şi la oţeluri cu un conţinut mai bogat în elemente de aliere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Diundin, V. A., Grinfeld, L. A.* : Polugoriacee vîdavlivanie pokovok vnutrennîh koleţ koniceskih rolikovîh podşipnikov. Kuznecino – ştampovocinoe proizvodstvo, 1969, nr. 7, p. 46 – 47.

[2] *Pennewitz, H.* : Fertigungslinie MH 422–A2-630 industrielle Anwendung des Verfahrens Halbwarmfliesspressen.
Umformtechnik (RDG), 1972, nr. 1, p. 10–16.

[3] *** : Source Book on Cold Forming. American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1975, p. 25–26 etc.

[4] *Drăgan, I., Boér, N., Canta, T.* : Cercetări asupra comportării la deformarea la cald a oţelurilor OLC 10 şi OLC 45. Buletinul ştiinţific al Institutului politehnic Cluj-Napoca, 1969, nr. 12, p. 175–184.

[5] *Drăgan, I.* : Contribuţii la studiul deformabilităţii la cald a metalelor şi aliajelor prin metoda torsiunii. Dizertaţie, Institutul politehnic – Cluj-Napoca, 1965.

[6] *Drăgan, I* : Consideraţii asupra comportării plastico-vîscoase a metalelor şi aliajelor în timpul deformării, în „Metalurgia”, 26 (1974), nr. 3, p. 177 – 183.

[7] *Baron, H. G., Bloomfield, B. S.* : Resistance to thermal stress fatigue of some steels, heat resisting alloys and cast irons, J. Iron. St. Inst., 1961, 197, march, p. 223.

Summary

The present paper deals with some experimental data concerning the half-hot stamping of some steel with variable carbon content, as compared with hot-stamping Problems connected with resistance to deformation, capacity for deformation, behaviour of surface layer when heated, structure and hardness of formed parts are mentioned.

Some aspects connected with working life of dies are also presented.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit beschreibt man experimentelle Angaben betreffs Halbwarmgesenkschmieden einiger Stahlsorten mit variablem Kohlenstoffgehalt im Vergleich mit Warmgesenkschmieden. Man erwähnt mit Formänderungswiderstand gebundenen Fragen, Umformbarkeit, Verhalten der Oberflächenschicht bei Aufheizen, Struktur und Härte der umformten Werkstücke. Man beschreibt auch einige Aspekten bezüglich der Dauerhaftigkeit der Gesenke.

Résumé

L'article présente quelques données expérimentales sur l'étampage à mi-chaud de certains aciers à teneur en carbone variable, comparativement à l'étampage à chaud. On souligne quelques problèmes liés à la résistance à la déformation, à l'aptitude à la déformation, au comportement de la couche superficielle lors du réchauffage, à la structure et à la dureté des pièces deformées. On présente aussi quelques aspects concernent la durabilité des matrices.

Резюме

В статье представлены некоторые опытные данные по полугорячей штамповке некоторых сталей с переменным содержанием углерода в сравнении с горячей штамповкой. В статье обсужданы некоторые вопросы относительно прочности на деформации, поведения поверхностного слоя при нагреве, структуры и жёсткости деформируемых деталей. Представлены и некоторые аспекты, относительно жёсткости штамповок.

CZ ; 621.974 : 621.979.82

Posibilităţile şi particularităţile procesului de matriţare combinată ciocan-presă hidraulică

Prof. dr. ing. Alexandru **MANIU** – şef lucr. ing. Giahit **MEMET** ;
asist. ing. Dietmar **ERLICH** – Universitatea – Braşov
Ing. Mihai **MĂLĂCEA** ; ing. Vasile **POP** – Întreprinderea „Tractorul" – Braşov

Preocupările actuale pentru ridicarea nivelului tehnologic şi tehnic al producţiei materiale includ în mod firesc şi tehnologia şi tehnica forjării şi a matriţării. Pe de o parte se constată apariţia unor utilaje de concepţie nouă, iar pe de alta, o puternică tendinţă de raţionalizare a proceselor tehnologice, una din aceste căi fiind matriţarea combinată. Raţionalizarea proceselor tehnologice cere cunoaşterea precisă şi stăpînirea deplină a condiţiilor şi factorilor care intervin în procesul tehnologic.

Unul dintre aceşti factori este **alegerea judicioasă a utilajului** pe care se face prelucrarea semifabricatului, dar în practică acesta ia deseori alt aspect, în sensul adaptării execuţiei piesei pe un utilaj existent. Criteriile pentru stabilirea acestui factor sînt : forţa de deformare maximă şi lucrul mecanic de deformare necesar pentru o anumită piesă. Valorile forţei de deformare şi a lucrului mecanic se determină cu relaţii care cuprind elemente ca aria proiecţiei suprafeţei piesei în planul normal la direcţia forţei de deformare (de obicei în planul de separaţie), rezistenţa opusă la deformare de materialul piesei şi alţi coeficienţi. Valorile, deci şi utilajul ales după calcule pot fi diferite la una și aceeași piesă, în funcție de tehnologia de matrițare a acesteia. Pentru matrițarea grupelor de piese cu configurația geometrică prezentate în figura 1 se aleg utilajele pentru de-

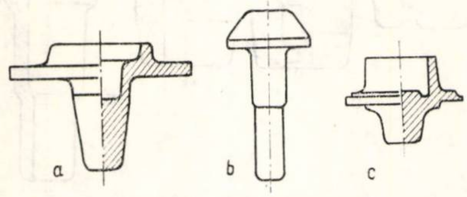


Fig. 1. Piese forjate.

formare la o înzestrare clasică a forjei, de obicei în modul următor :

— piesele cu flanșă simplă sau profilată și piesele cu tijă se execută la ciocane ;

— piesele masive cu sau fără cavități, cu sau fără flanșe se execută de preferință la prese mecanice ;

— realizarea unei categorii de piese este posibilă însă pe oricare din utilaje amintite, cu avantajele sau dezavantajele specifice.

La matrițarea pe ciocane consumul de metal este mai mare date fiind condițiile tehnice de lucru ale ciocanului matrițelor, aceasta deoarece nu se pot realiza cavități prea adînci în piese, iar lipsa extractorului reclamă proiectarea cu înclinații mari de matrițare (fig. 2 a). Aceeași piesă matrițată la presă va fi mai ușoară, executată cu cavitate (fig. 2 c). Matrița necesară pentru ciocan este mult mai grea decît pastilele în care se face deformarea în cazul matrițării la presă, deci și consumul de oțel pentru matrițe este mai redus în cazul matrițării la presă. Pentru eliminarea neajunsurilor și păstrarea avantajelor fiecărei variante de matrițare trebuie aleasă o matrițare combinată : în parte la presă și în parte la ciocan, combinație cunoscută în prezent, dar numai la piese mari, la matrițarea combinată pe ciocane și prese hidraulice. Privind exemplele de piese prezentate în figura 1 se observă că sînt necesare operații de refulare, întindere, rulare găurire, preformare, extruziune și matrițare finală. Pentru serii mari este posibil să se execute piesele matrițate nu pe un singur utilaj de deformare, ci pe două. Această **matrițare combinată** pe utilaje diferite oferă avantajul de a le exploata rațional din punct de vedere energetic și economic.

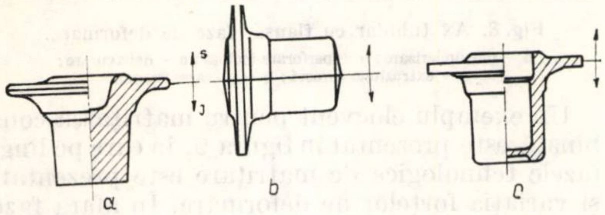


Fig. 2. Piesă matrițată

a, b, la ciocan ; c, la presă

● Ciocanul matrițor este caracterizat prin lucrul mecanic nominal, prin cursă obținînd un regim de lucru cu lovituri ușoare și rapide, de exemplu pentru întindere și rulare sau obținerea unor forțe mari pe o cursă de lucru scurtă (fig. 3 a), cazul matrițării finale, la formarea unei bavuri mari.

● Presa mecanică (maxipresa) este un utilaj caracterizat de o variație caracteristică a forței ; funcție de cursă (fig. 3 b) și viteză de deformare mai mică decît ciocanul, produce o deformare în profunzimea materialului, iar curgerea metalului în timpul deformării este mai stabilă (găurire, extruziune, refulare). Variația rezistențelor la deformare la aceste operații se încadrează mai mult sau mai puțin avantajos în domeniul presei mecanice (fig. 3 d).

● Executarea operațiilor (fig. 3 d) este mai indicată pe o presă hidraulică. Din diagrama forță-cursă a acesteia (fig. 3c) rezultă că aceleași operații se pot executa cu o forță nominală mai mică la o presă hidraulică decît la una mecanică, obținînd și o încărcare energetică mai bună.

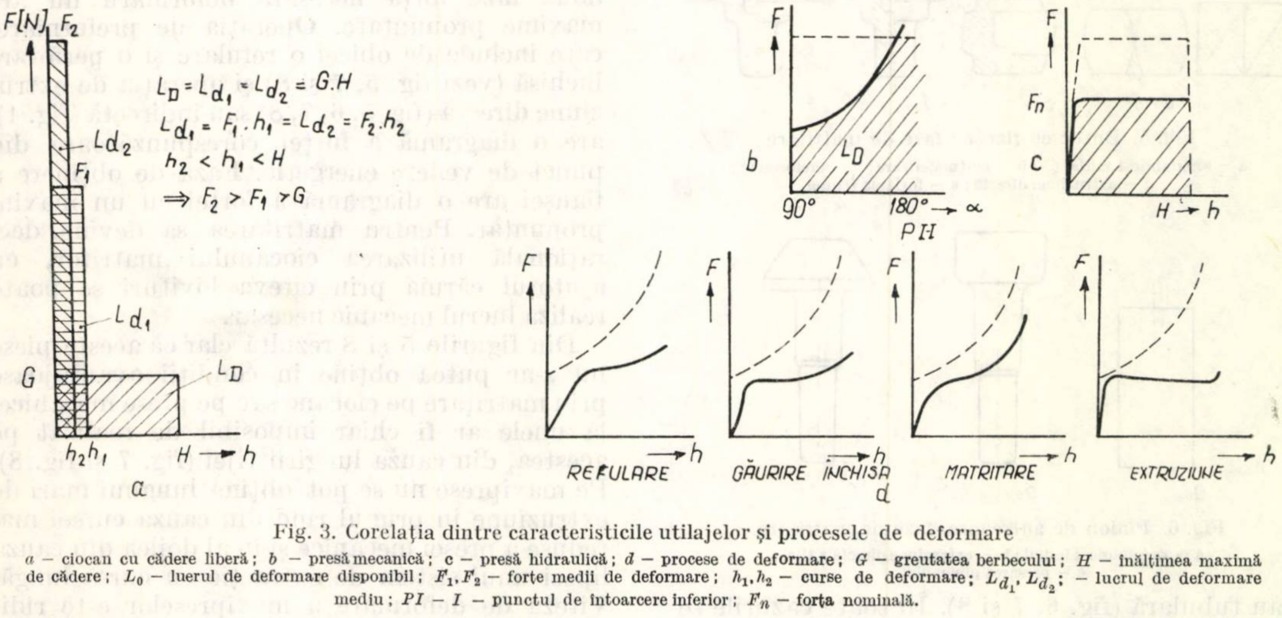


Fig. 3. Corelația dintre caracteristicile utilajelor și procesele de deformare

a – ciocan cu cădere liberă ; *b* – presă mecanică ; c – presă hidraulică ; *d* – procese de deformare ; *G* – greutatea berbecului ; *H* – înălțimea maximă de cădere ; L_0 – lucrul de deformare disponibil ; F_1, F_2 – forțe medii de deformare ; h_1, h_2 – curse de deformare ; L_{d_1}, L_{d_2} ; – lucrul de deformare mediu ; *PI – I* – punctul de întoarcere inferior ; F_n – forța nominală.

● În concluzie rezultă, că matrițarea combinată pe prese și ciocane reduce considerabil consumul de metal și prelucrarea mecanică ulterioară, asigurînd încărcarea optimă a utilajelor din punct de vedere energetic și productiv. În ultima vreme pe plan mondial au apărut utilaje care pot realiza condițiile pentru matrițarea combinată în scopul optimizării tehnologiilor de matrițare. Din această grupă de utilaje fac parte presa de prematrițare-forjare și ciocanul matrițor ale firmei „LASCO" (RFG), care montate într-o linie de matrițare asigură executarea unei game largi de piese matrițate prin tehnologii optime. Acționarea electro-hidraulică a celor două mașini de deformare conferă un randament ridicat. Este posibilă alegerea unui regim de lucru corespunzător tehnologiei, avînd un echipament de comandă complet și ușor de manevrat. Astfel, în cadrul Întreprinderii „Tractorul" din Brașov funcționează într-o linie de matrițare combinată o presă de preformare VP 630 H și un ciocan cu cădere liberă KH 800, la care se pot realiza piese cu forme compacte — ca de exemplu butucul roții, (fig. 4) — flanșă cu diametrul mare și axul plin sau tubular (fig. 5), cu ax lung în secțiune plină sau tubulară (fig. 6, 7 și 8). În toate cazurile se execută operații de deștunderizare, performare și extruziune la presa hidraulică. Operația de forjare a flanșei sau a capului se va realiza la ciocan.

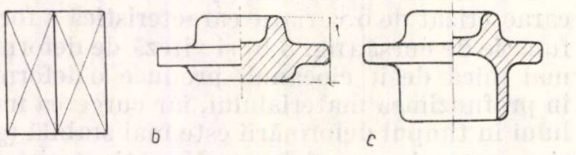


Fig. 4. Butucul roții ; faze de matrițare.
a — semifabricatul inițial ; b — preformare ; c — extruziune

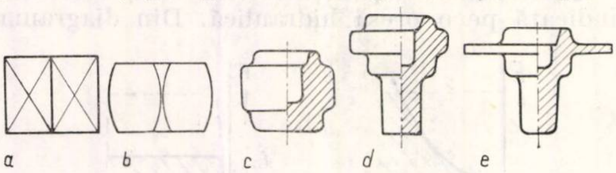


Fig. 5. Butuc cu flanșă ; faze de matrițare
a — semifabricat inițial ∅ ; b — deștunderizare ; c — preformare ; d — extruziune directă ; e — forjarea flanșei.

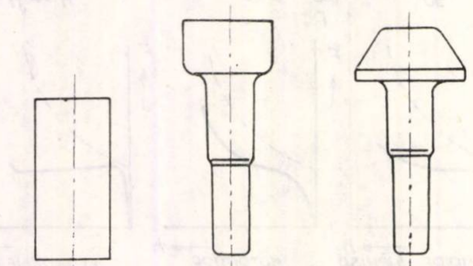


Fig. 6. Pinion de antrenare, faze de matrițare.
a — semifabricat inițial ; b — extruziune directă a tijei ; c — presarea pinionului.

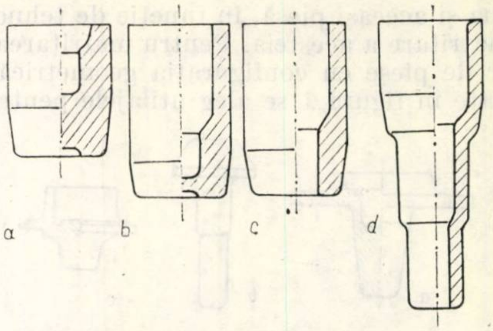


Fig. 7. Ax tubular, faze de deformare.
a — preformare ; b — extruziune inversă ; c — debavurare ; d — extruziune directă.

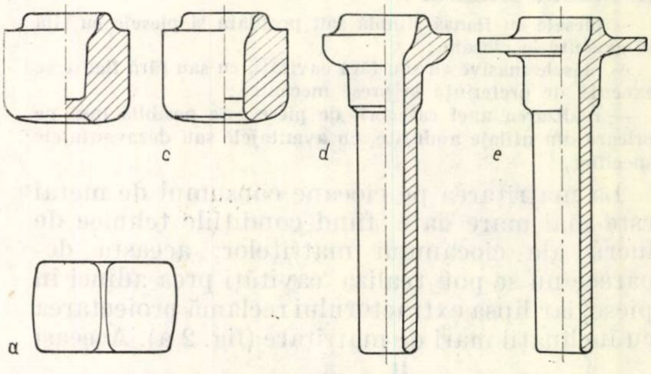


Fig. 8. Ax tubular cu flanșă, faze de deformare.
a — deștunderizare ; b — perforare închisă ; c — debavurare ; d — extruziune directă ; e — presarea flanșei.

Un exemplu elocvent pentru matrițarea combinată este prezentat în figura 9, în care pe lîngă fazele tehnologice de matrițare este prezentată și variația forțelor de deformare. În afara fazei de deștunderizare, care constă dintr-o ușoară refulare, se poate observa că la următoarele două faze forța necesară deformării nu are maxime pronunțate. Operația de preformare, care include de obicei o refulare și o perforare închisă (vezi fig. 5, 7 și 8) și operația de extruziune directă (fig. 5, 6, 7, 8) sau indirectă (fig. 4), are o diagramă a forței corespunzătoare din punct de vedere energetic. Faza de obținere a flanșei are o diagramă a forței cu un maxim pronunțat. Pentru matrițarea sa devine deci rațională utilizarea ciocanului matrițor, cu ajutorul căruia prin cîteva lovituri se poate realiza lucrul mecanic necesar.

Din figurile 5 și 8 rezultă clar că aceste piese nu s-ar putea obține în condiții avantajoase prin matrițare pe ciocane sau pe prese mecanice, la unele ar fi chiar imposibil de realizat pe acestea, din cauza lungirii tijei (fig. 7 și fig. 8). Pe maxiprese nu se pot obține lungimi mari de extruziune în primul rînd din cauza cursei mai reduse a presei mecanice și în al doilea din cauza lipsei unui sistem de extracție cu cursă lungă. Viteza de deformare a maxipreselor este ridicată, curgerea metalului în timpul extruziunii este neomogenă și pot apărea deformații ale porțiunilor extrudate, chiar la grade mici de deformare. De asemenea, se mai poate constata

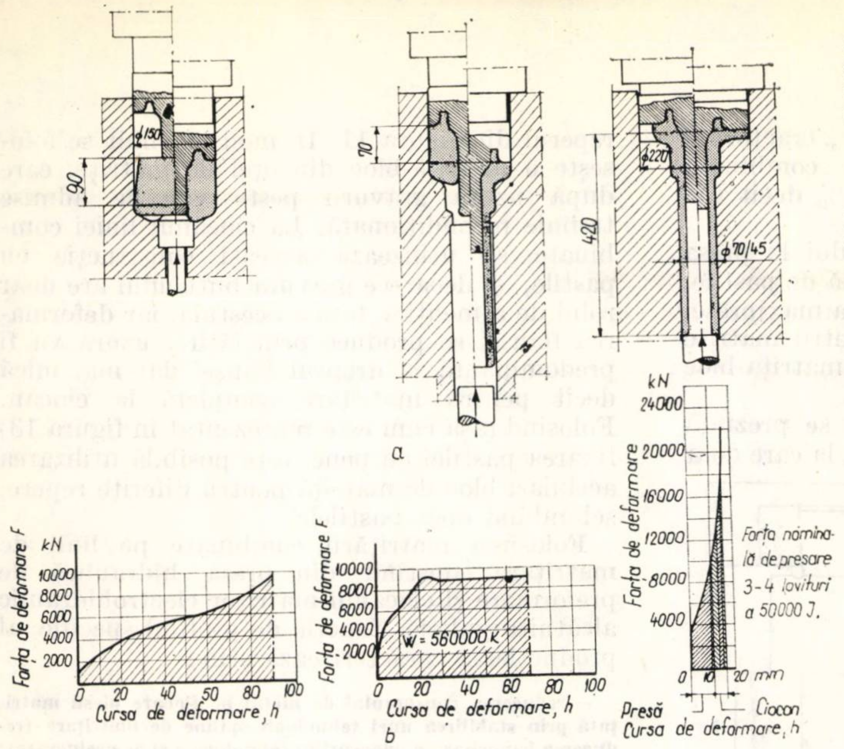

φ150
90
70
420
φ220
φ70/45
a
kN
Forța de deformare F
10000
8000
6000
4000
2000
0
20
40
50
80
100
Cursa de deformare, h
W = 560000 K
b
24000
20000
16000
12000
8000
4000
Forța nominală de presare 3-4 lovituri a 50000 J.
10
20 mm
Presă
Ciocan
Cursa de deformare, h

Fig. 9. Matrițare combinată la presa hidraulică și ciocanul unui ax tubular cu flanșă.

a — fazele succesive de deformare; b — variația forței de deformare.

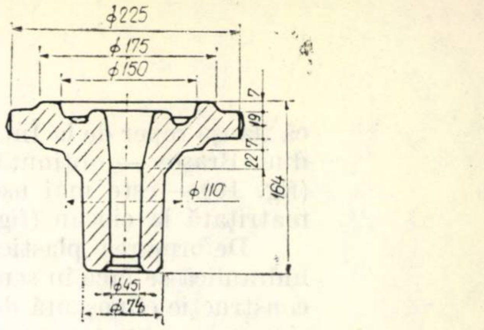

φ225
φ175
φ150
7
9
22
17
φ110
64
φ45
φ74

Fig. 10. Flanșă; piesă matrițată la presă și ciocan.

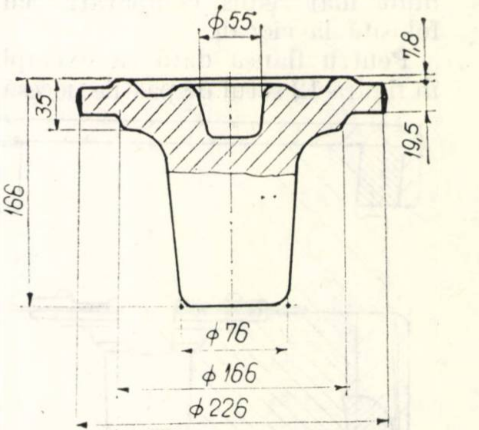
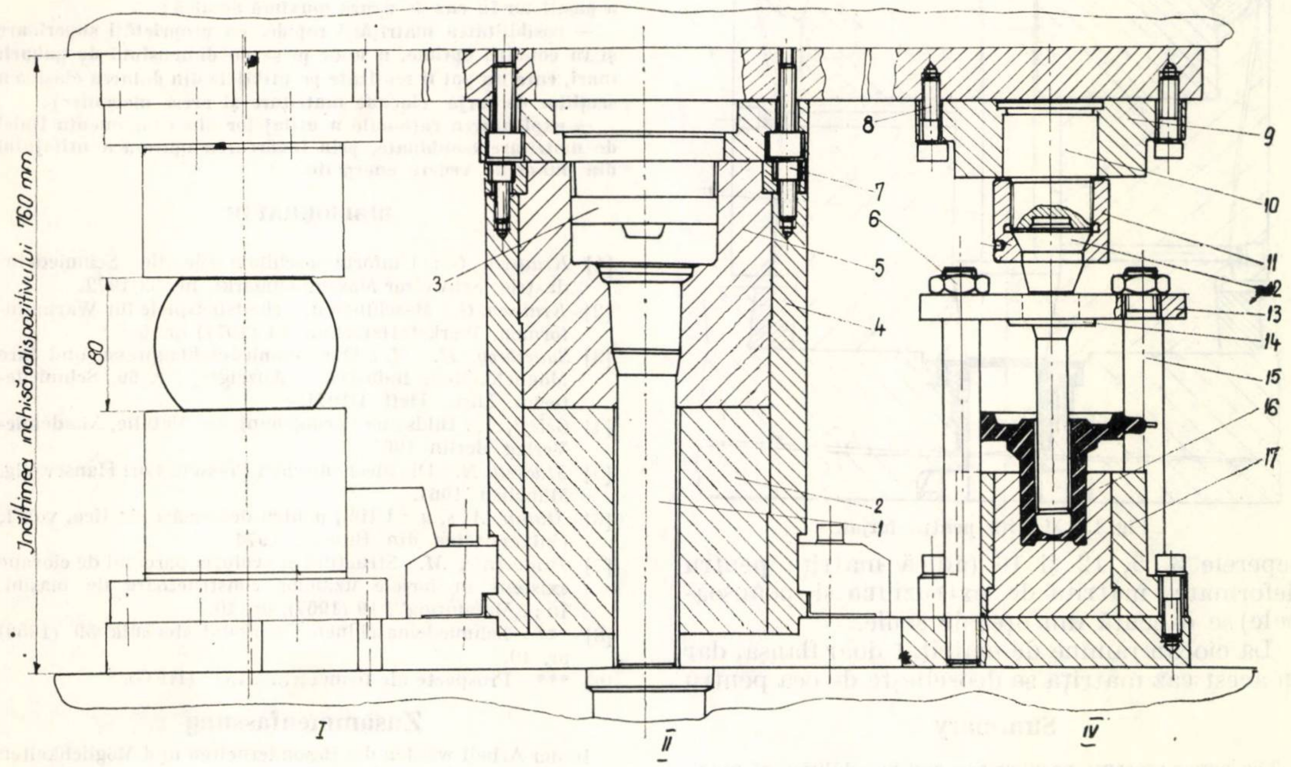
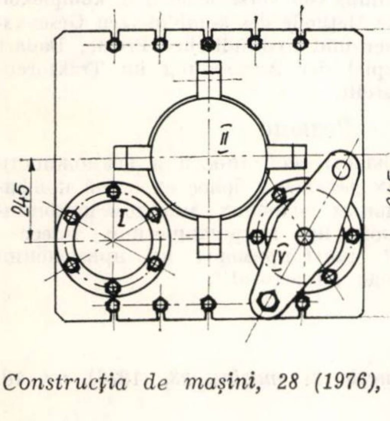

φ55
7,8
35
19,5
166
φ76
φ166
φ226

Fig. 11. Flanșă; piesă matrițată la ciocan.


Înălțimea închisă a dispozitivului 760 mm
80
3
I
II
IV
8
9
10
7
6
5
11
12
13
4
14
15
16
17
2
1


245
I
II
IV
245
500
900

1 — eliminator; *2* — bucșă; *3* — poanson; *4* — suport matriță; *5* — matriță; 6 — piuliță AM 36; *7* — șurub M 20×50; *8* — șurub M 24×80; *9* — pastilă port poanson; *10* — cep pentru centrare ș strîngere; *11* — piuliță pentru strîngere; *12* — poanson extrudare; *13* — placă reținere; *14* — placă adaos; *15* — tijă de distanțare; *16* pastilă pt. extrudare; *17* — port-pastilă pentru extrudare.

Fig. 12. Dispozitiv pentru refulat, presat și extrudat.

că flanşa reper de la Întreprinderea ,,Tractorul" din Braşov — obţinută pe linia combinată (fig. 10) — este mai uşoară cu 30% decît cea matriţată la ciocan (fig. 11).

Deformarea plastică a metalului la presa hidraulică se face în scule sub formă de pastile, construcţie cunoscută de altfel de la maxiprese, şi care are un consum de oţel pentru matriţe mult mai redus comparativ cu matriţa-bloc folosită la ciocan.

Pentru flanşa dată ca exemplu se prezintă în figura 12 setul de pastile necesar, la care doar reperele 3, 5, 12 şi 16 (adică matriţa pentru deformare, matriţa de extruziune şi poansoanele) se execută din oţel de scule.

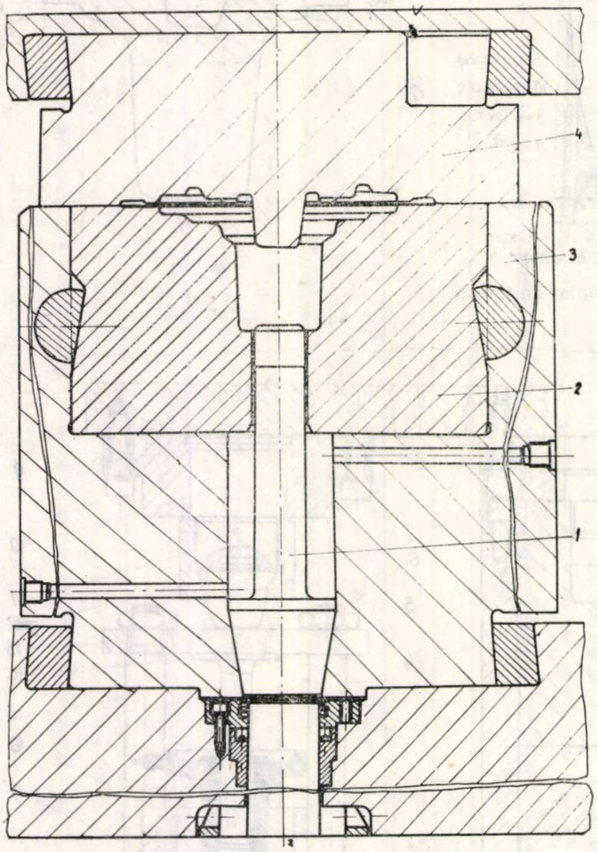


Fig. 13. Matriţă pentru forjat.

La ciocan rămîne de matriţat doar flanşa, dar în acest caz matriţa se deosebeşte de cea pentru reperul din figura 11. În mod obişnuit se foloseşte o matriţă-bloc din oţel de matriţe, care după uzura gravurii peste valorile admise trebuie recondiţionată. La ciocanul liniei combinate se utilizează aceeaşi construcţie cu pastile, şi deoarece gravura butucului are doar rolul de a menţine forma acestuia, iar deformarea flanşei se produce prin lăţire, uzura va fi predominantă în dreptul flanşei dar mai mică decît pentru matriţare completă la ciocan. Folosind (aşa cum este reprezentat în figura 13) fixarea pastilei cu pene, este posibilă utilizarea aceluiaşi bloc de matriţă pentru diferite repere, schimbînd doar pastilele.

Folosirea matriţării combinate pe linii de matriţare constînd din presa hidraulică de preformare şi ciocanul matriţor electrohidraulic alcătuite judicios funcţie de profilul specific al producţiei se caracterizează prin :

— reducerea consumului de metal pe fiecare piesă matriţată prin stabilirea unei tehnologii optime de matriţare (reducerea bavurilor, a adaosurilor tehnologice şi de prelucrare) ;

— reducerea consumului de oţel de matriţe prin construcţia specifică a sculelor pentru deformare şi schimbarea numai a pastilelor în caz de uzură maximă admisă ;

— posibilitatea matriţării rapide, cu proprietăţi superioare şi în condiţii optime, a unor piese cu dimensiuni de gabarit mari, care nu pot fi realizate pe utilajele din dotarea clasică a secţiilor de forjă ciocane matriţare şi prese mecanice) ;

— exploatarea raţională a utilajelor din componenţa liniei de matriţare combinate, prin încărcarea optimă a utilajului din punct de vedere energetic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krausen, G.* : Umformmaschinen für die Schmiedeindustrie, Schweizer Maschinenmarkt, nr. 33/1972.

[2] *Krausen, G.* : Maschinen u. Arbeitsbeispiele für Warmumformen, Werkstattstechnik 61 (1971) nr. 6.

[3] *Sauerbrey, H. M.* : Die Schmiedeschlagpresse und ihre Möglichkeiten, Industrie — Anzeiger, Nr. 66, Schmiedetechn. Mitt., Heft 4/1971.

[4] *Geleji, A.* : Bildsame Formgebung der Metalle, Akademie-Verlag Berlin 1967.

[5] *Mäckell, H.* : Die mechanischen Pressen, Carl Hanser Vlg. München 1961.

[6] *Maniu, A. ş. a.* : Utilaj pentru deformări plastice, vol. I, Universitatea din Braşov, 1974.

[7] *Pridvornic, M.* : Structura şi evoluţia parcului de ciocane existent în forjele uzinelor constructoare de maşini. În : ,,Metalurgia", 19 (1967), nr. 10.

[8] *** : Schmiedemaschinen, Werkstattstechnik 59 (1969) nr. 10.

[9] *** : Prospecte ale firmei ,,LASCO" (RFG).

Summary

The paper presents peculiarities and possibilities of obtaining, in optimal conditions some high complexity parts by the process of combined stamping on hammer — hidraulic press type ,,LASCO" — with examples of application in Tractorul Works-Braşov.

Résumé

L'ouvrage présente sur la base d'exemples pris à l'usine ,,Tractorul" de Braşov, les particularités et les possibilités de réalisation — dans les meilleures conditions possibles — de certaines pièces de haute complexité, par le procédé d'étampage combiné, au moyen de marteaux — presses hydrauliques du type ,,Lasco".

Zusammenfassung

In der Arbeit werden die Besonderneiten und Möglichkeiten für die optimale Herstellung von verschiedenartig komplexen Werkstücken durch die Methode des kombinierten Gesenkschmiedens auf Hammer und hydraulischer Presse, Bauart ,,LASCO" — mit Beispiel der Anwendung im Traktorenwerk Braşov — dargestellt.

Резюме

В работе представлены особенности и возможности получения некоторых деталей с более сложной конфигурацией в оптимальных условиях, методом комбинированной штамповкой на гидравлическом пресс— молоте типа ,,Lasco" даны примеры их применения на Брашовском заводе ,,Tractorul".

CZ: 539.374 : 621.9

Contribuţii la deformarea plastică prin întindere în scule profilate

Ing. Mihai **BĂLŢATU** — Întreprinderea de construcţii de maşini — Reşiţa

Întinderea semifabricatelor în scule profilate una din operaţiile tehnologice de prelucrare prin deformare plastică — continuă să suscite şi în prezent vii discuţii, uneori controversate, privind forma şi geometria sculelor profilate şi influenţa acestora asupra stării de eforturi unitare, asupra caracteristicilor mecanice şi asupra structurii semifabricatului deformat. Pentru rezolvarea acestor probleme literatura de specialitate [1, 2, 3, 6] prezintă atît procedee cît şi relaţii matematice de calcul al forţelor şi presiunilor specifice de deformare, care folosesc la întinderea în scule profilate a semifabricatelor cilindrice, a căror lungime este mai mare decît lăţimea sculei.

În acest articol se prezintă un procedeu nou de prelucrare prin deformare plastică, potrivit căruia întinderea unui semifabricat refulat (sub formă cde butoiaş) se face cu scule profilate cu lăţime mai mare decît lungimea semifabricatului, iar deformarea se face progresiv, începînd cu zona de diametru mai mare şi crescînd continuu pe suprafaţa de contact între scule şi semifabricat. Manevrarea semifabricatului se realizează cu un dispozitiv de rotire montat pe scula profilată inferioară 8. Acest procedeu de deformare plastică prin întindere este prezentat în figura 1 a, care reprezintă o vedere în perspectivă cu o secţiune a sculelor profilate cu lăţime mare 2 şi 4, a semifabricatului refulat 1 parţial întins şi a dispozitivului de rotire 4, iar în figura 1 b este prezentată variaţia eforturilor unitare care acţionează pe suprafeţele unui element situat în zona care se deformează plastic prin întindere.

Presiunea specifică de deformare la întinderea semifabricatelor refulate sub formă de butoiaş, în scule profilate cu lăţime mare, se calculează folosind ecuaţiile diferenţiale de echilibru în coordonate cilindrice şi o ecuaţie aproximativă de plasticitate.

Stabilite prin însumarea proiecţiilor eforturilor unitare de pe suprafaţele elementului din figura b şi fiind ştiut că pentru sculele profilate (cazul limită $\alpha = 180°$)

$$\sigma_\rho = \sigma_\theta \text{ şi}$$

$$\tau_{\rho\theta} = \tau_{\theta\rho} = \tau_{zo} = \tau_{oz} = 0 \quad [1],$$

ecuaţiile diferenţiale de echilibru în raportul cu axele ρ şi z devin:

$$\frac{\partial \sigma_\rho}{\partial \rho} + \frac{\partial \tau_z}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

şi

$$\frac{\partial \tau_{z\rho}}{\partial \rho} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\tau_{z\rho}}{\rho} = 0 \tag{2}$$

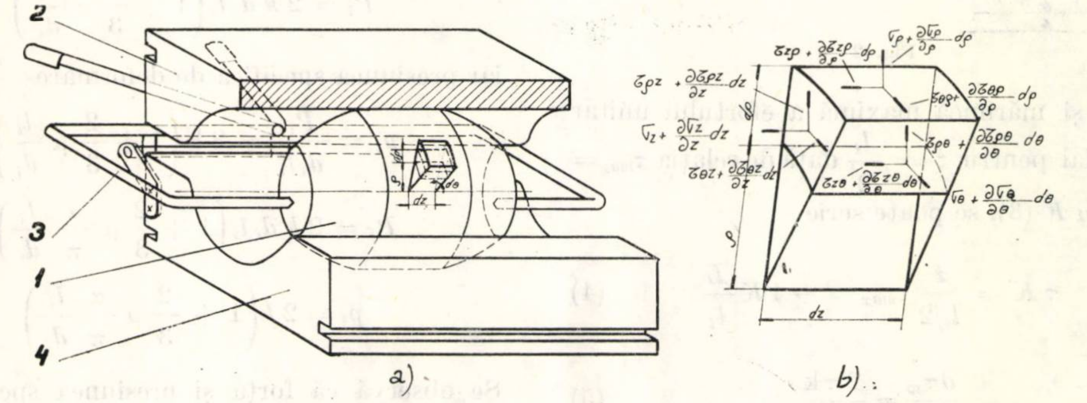

2
3
1
4
a)
$\tau_{z\rho} + \frac{\partial \tau_{z\rho}}{\partial \rho} d\rho$
$\sigma_\rho + \frac{\partial \sigma_\rho}{\partial \rho} d\rho$
$\tau_{\rho z} + \frac{\partial \tau_{\rho z}}{\partial z} dz$
$\tau_{\theta\rho} + \frac{\partial \tau_{\theta\rho}}{\partial \rho} d\rho$
$\sigma_z + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} dz$
$\tau_{\rho\theta} + \frac{\partial \tau_{\rho\theta}}{\partial \theta} d\theta$
$\tau_{\theta z} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} dz$
$\tau_{z\theta} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial \theta} d\theta$
$\sigma_\theta + \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} d\theta$
$d\rho$
ρ
dz
b)

Fig. 1

Pentru calcularea presiunii specifice de deformare şi a forţei de deformare se foloseşte figura 2 şi notaţia următoare:

d_i — diametrul semifabricatului refulat întins parţial;
l_i — lungimea de contact între semifabricat şi sculele profilate;
d_f — diametrul final al semifabricatului întins;
l_f — lungimea finală a semifabricatului întins;
l_0 — lăţimea sculei profilate;
ρ, θ, z — coordonatele cilindrice;
σ_ρ — efortul unitar normal;
$\tau_{z\rho}, \tau_k$ — eforturile unitare tangenţiale;
μ — coeficientul lui Poisson.

Prin analogie cu refularea, pe suprafaţa de contact este prezentă numai zona a treia, iar pentru $z = 0$, $\tau K = 0$

Considerînd variaţia liniară a efortului unitar tangenţial în raport atît cu axa z cît şi cu axa ρ,

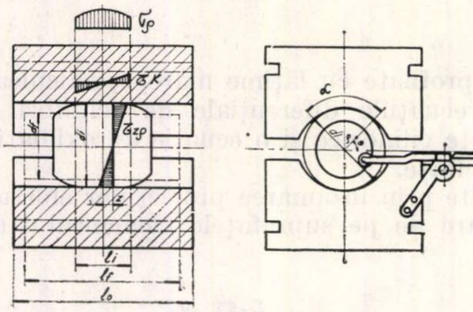


Fig. 2

precum şi mărimea maximă a efortului unitar tangenţial pentru $z = \frac{l_i}{2}$ dată de relaţia $\tau_{max} = - 2\,\mu\, K$ (3), se poate scrie

$$\tau K = \frac{z}{l_i/2}\,\tau_{max} = -4\,K\,\frac{L}{l_i} \qquad (4)$$

şi

$$\frac{\partial \tau_{z\rho}}{\partial \rho} = \frac{2\,\tau\,\mathrm{k}}{d_i} \qquad (5)$$

iar pentru cazul limită cînd $\rho = \frac{d_i}{2}$ şi $\tau = K$ ecuaţia (2) devine :

$$\frac{d\,\sigma\, z}{dz} + \frac{4\,\tau\, k}{d_i} = 0 \qquad (6)$$

Folosind ecuaţia aproximativă de plasticitate care în acest caz are forma :

$$\frac{d\,\sigma\, z}{dz} = \frac{d\,\sigma\,\rho}{dz} \qquad (7)$$

putem scrie ecuaţia de echilibru (6) astfel :

$$d\,\sigma z = -\,4\,\frac{\tau k}{d_i}\,dz. \qquad (8)$$

Din relaţiile (4) şi (8) se poate scrie :

$$d\,\sigma\,\rho = 16\,\mu\, K\,\frac{z}{d_i\, l_i}\,dz \qquad (9)$$

Integrind relaţia (9) se obţine :

$$\sigma\rho = 8\mu K\,\frac{z^2}{d_i\, l_i} + C \qquad (10)$$

Pentru $Z = \frac{l_i}{2}\,\sigma\rho - 2\,k$ iar

$$C = -\,2\,k\left(1 + \mu\,\frac{l_i}{d_i}\right) \qquad (11)$$

$$\sigma\,\rho = -\,2\,k\left[1 + \frac{4\,\mu}{d_i\, l_i}\left(\frac{l_i^2}{4} - z^2\right)\right] \qquad (12)$$

Forţa de deformare va fi :

$$P_i = 2\int_0^{\frac{\mathrm{li}}{2}} |\sigma\rho|\; \mathrm{d}_i \mathrm{d}z \qquad (13)$$

$$P_i = 2\,k\,d_i\,l_i\left(1 + \frac{2}{3}\,\mu\,\frac{l_i}{d_i}\right) \qquad (14)$$

iar presiunea specifică de deformare

$$p_i = \frac{P_i}{d_i\, l_i} = 2\,\mathrm{k}\left(1 + \frac{2}{3}\,\mu\,\frac{l_i}{d_i}\right) \qquad (15)$$

$$P_i = 2\,k\,d_i\,l_i\left(1 + \frac{2}{3}\,\mu\,\frac{\alpha}{\pi}\,\frac{l_i}{d_i}\right) \qquad (16)$$

$$p_i = 2\,k\left(1 + \frac{2}{3}\,\mu\,\frac{\alpha}{\pi}\,\frac{l_i}{d_i}\right) \qquad (16)$$

Se observă că forţa şi presiunea specifică de deformare variază în funcţie de mărimile d_i şi l_i Este necesar să se determine corelaţia dintre l_i şi d_i.

Considerăm că semifabricatul butoiaş reprezintă o zonă dintr-un elipsoid de rotaţie (eroarea este sub 1 % pentru cazurile cercetate) conform figurii 3.

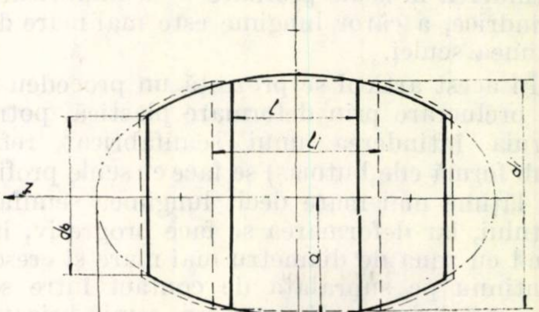


Fig. 3

Ecuaţia elipsoidului în coordonate cilindrice este :

$$\frac{\rho^2}{a^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1 \qquad (18)$$

de unde :

$$\rho^2 = \left(1 + \frac{z^2}{c^2}\right) a^2 \qquad (19)$$

Volumul V_i al zonei elipsoid delimitat de distanța 1, care după întindere este egal cu volumul cilindrului rezultat, se determină astfel :

$V_i = 2\int_0^{\frac{l}{z}} \pi\, \rho^2\, d_z$ (20), iar după rezolvare :

$$V_i = \pi a^2\, l - \frac{\pi}{12}\frac{a^2}{c^2}\, l^3 \quad (21)$$

Volumul cilindrului rezultat este tot

$$V_i = \frac{\pi d_i}{4}\, l_i \quad (22)$$

rezultă :

$$l_i\, d_i^2 = 4\, a^2\, l - \frac{a^2}{c^2}\frac{l^3}{3} \quad (23)$$

în care l reprezintă lungimea generatoarei cilindrului :

$\rho = \frac{d_i}{2}$, cuprinsă între cercurile de intersecție a cilindrului cu elipsoidul de rotație.

În **concluzie**, pentru deformarea plastică prin întindere a unui semifabricat sub formă de butoiaș, în scule profilate cu lățime mare, forța necesară deformării (P_i) este o funcție de două variabile d_i și l_i dependente una de cealaltă :

$$P_i = 2\, k\, d_i\, l_i \left(l = \frac{2}{3}\, \mu \frac{\alpha}{\pi}\frac{l_i}{d_i} \right) \quad (16)$$

iar : $$d_i^2\, l_i = 4a^2\, l - \frac{a^2}{c^2}\frac{l^3}{3} \quad (23)$$

Se observă că în formula de determinare a forței P_i nu apare lățimea sculei profilate l_0, spre deosebire de cazurile cunoscute de întindere a semifabricatelor cilindrice lungi în scule profilate [1] unde :

$$P = 2\, k\, l_0 \cdot d \left(l + \frac{2}{3}\, \mu \frac{\alpha}{\pi}\frac{l_0}{d} \right) \quad (24)$$

în care l_0 este o constantă reprezentînd lățimea sculei profilate, iar forța P este o funcție numai de variabila d.

La sfîrșitul operației de întindere a semifabricatului butoiaș în scula profilată cu lățime mare se obține un cilindru de diametru d_f și lungime l_f, iar forța de deformare este maximă :

$$P\, max = 2\, k\, d_f\, l_f \left(l + \frac{2}{3}\, \mu \frac{\alpha}{\pi}\frac{l_f}{d_f} \right) \quad (25)$$

și $$d_f^2\, l_f \cong \frac{4\, V}{\pi} \quad (26)$$

în care V este volumul semifabricatului prelucrat prin deformare plastică, iar $l_f < 10$.

Prezenta lucrare, avînd la bază un brevet de invenție RSR [8], s-a aplicat în industrie la fabricația pistoanelor pentru motoarele locomotivelor diesel de mare putere din Intreprinderea de construcții de mașini din Reșița.

În figura 4 este prezentată realizarea procedeului de deformare plastică prin întindere în

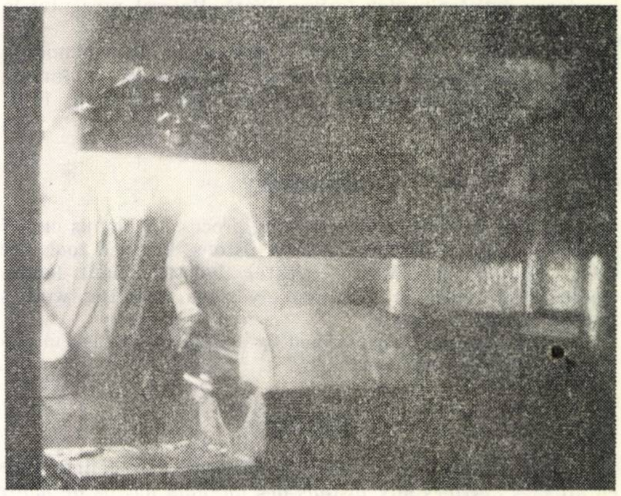


Fig. 4

scule profilate cu lățime mare a semifabricatului pentru pistoane refulat în prealabil între suprafețe plan paralele pe presa hidraulică de 600 tf. Semifabricatul cilindric obținut în urma acestei operații este compact (fig. 5) și

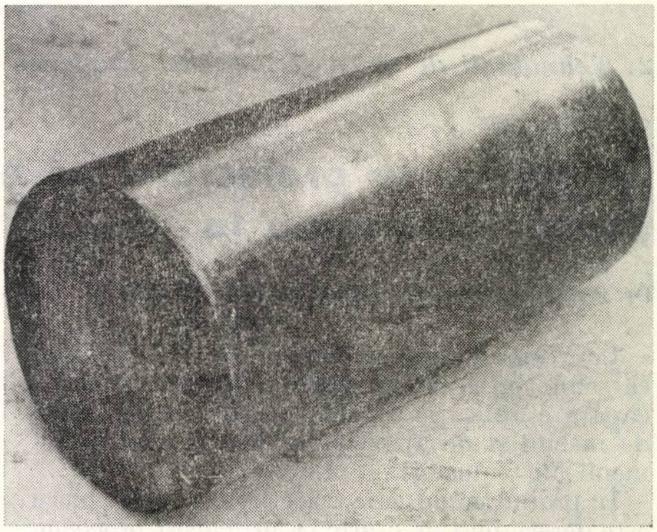


Fig. 5

cu suprafața laterală netedă, fiind posibilă cercetarea US transversală fără o prelucrare prin așchiere prealabilă, iar rezultatele cercetării US, alături de alte încercări de laborator, atestă calitatea superioară a acestui semifabricat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăgan, I* : Tehnologia forjării și matrițării Ed. de stat didactică și pedagogică – Cluj, 1961, p. 288 – 299.

[2] *Popescu, V, I* : Teoria forjării și extrudării, 1967.

[3] *Bulgakov, B. S*: Influența formei suprafețelor de lucru a micovelelor profilate asupra neuniformității deformării pieselor forjate — În: ,,Kuznecino Stampovocinoe proiz." nr. 4, 1969 p. 6—11.

[4] *Vater, M., Hell, H. P*: ,,Condițiile de deformare și proiectarea sculelor pentru forjare liberă. Referat prezentat la al 7-lea colocviu al deformării.

[5] *Popescu, V. I.*: Cercetări cu privire la interdependența dintre coroiaj și gradul de formare plastică în funcție de condițiile de forjare. În: ,,Metalurgia" nr. 3, 1971, p. 145 — 153.

[6] *Taleno, M*: Studiul închiderii cavităților interne la piesele mari forjate. În: ,,Journées internationales de la grosse forge" Paris — Le Creuzot — 1963 p. 473—497.

[7] *Cijikov, U. M*: Procedee de deformare plastică a oțelurilor aliate și aliajelor neferoase, editura tehnică, 1969, p. 234—239.

[8] *Bălțatu, M., Goșa, O.*: ,,Procedeu și dispozitiv pentru fabricarea pistoanelor" — 1976.

[9] ***Procedee și utilaje moderne de prelucrare prin forjare (IDT) București 1966 p. 41—46.

Summary

The paper presents a new forging process of blanks out of alloys for high-power naval motor pistons. Profiled tools are used, having the width greater than the blank length where deformation is progressively done, starting with a greater diameter area.

Blank handling is performed by a rotating device mounted on the lower profiled tool.

Résumé

L'article présente un procédé de forgeage des semifabricats en alliages destinés aux pistons des moteurs navals de haute puissance. On emploie des outils profilés à largeur plus grande que la longueur des semifabricats lorsque la déformation a lieu progressivement, à partir de la zone au plus grand diamètre. Le semi-fabricat est manipulé à l'aide d'un dispositif de rotation monté sur l'outil profilé inférieur.

Zusammenfassung

Die Arbeit beschreit ein neues Schmiedeverfahren der Halbzeuge aus Legierungen zur Herstellung hochleistungsfähigen Schiffsmotorenkolben. Man verwendet Profilwerkzeuge mit grösserer Breite als die Halbzeuglänge, in welchen die Umformung fortschreitend, ausgehend von der grösseren Durchmesserzone erfolgt. Das Halbzeug wird mit auf dem Profilwerkzeug montierten Drehvorrichtung manipuliert.

Резюме

В работе представлен новый метод ковки полуфабрикатов из сплавов для поршней морских двигателей большой мощности.

Использованы фасонные инструменты с шириной больше длины полуфабрикатов, у которых процесс деформирования выполняется начиная от зоны с максимальным диаметром.

Перемещение полуфабриката выполнается при помощи вращающего приспособления установленного на фасонном нижнем инструменте.

* * *

2. Tehnologii de grup și procedee moderne de deformare plastică

CZ; 621.9; 621.785.9

Cu privire la proiectarea și execuția sculelor universale pentru deformare la rece, în sistem modular

Dr. ing. Constantin **DUMITRAȘ**; ing. Aurelian **VIȘAN** – Institutul politehnic – Facultatea de tehnologie a construcțiilor de mașini – București

Literatura de specialitate [2], [3], [4], [5] arată că tehnologiile de ștanțare și matrițare la rece capătă o aplicație tot mai largă, în construcția de mașini și de aparate precum și în alte domenii ale industriei.

În producția de serie mare și masă acest lucru este determinat de faptul că prin acest procedeu se realizează reducerea greutății pieselor cu 25 pînă la 50%, a consumului de metal cu 20 pînă la 70%, iar manopera scade cu 50 pînă la 80 %.

O analiză făcută în cadrul catedrei TCM din I. P. B. a scos în evidență că proiectarea și execuția unor ștanțe sau matrițe, pentru fiecare reper în parte în condițiile unor serii foarte diverse nu este întotdeauna economică.

În cazul proiectării individuale a procesului tehnologic pentru producția de serie mică și unicate precum și în cazul realizării manuale a pieselor experimentale, se apreciază că aceste cheltuieli depășesc cu mult cheltuielile admise.

Acest dezavantaj poate fi înlăturat cînd este posibil, pornind încă de la proiectarea pieselor pe principiul înrudirii constructive și tehnologice a acestora.

De cele mai multe ori însă, acest lucru nu este posibil, de aceea, gruparea pieselor diferite dar cu forme și dimensiuni avînd o anumită asemănare geometrică și elaborarea tehnologiei de execuție cu ajutorul unor scule universale din elemente modulare, este una dintre metodele cele mai eficiente.

Această metodă, care nu mai este o noutate, fiind menționată frecvent în literatura de specialitate conduce la o serie de rezultate favorabile obținute scule formate din elemente modulate.

Utilizarea lor are o serie de avantaje comparativ cu sculele convenționale: durată mică a pregătirii fabricației (cu 70 ... 80% mai mică), economia de metal (consum pînă la 50 ... 60%) preț de cost scăzut (60 ... 70% mai mic) și suprafața de depozitare mai mică.

Nu sînt prezentate însă suficiente elemente cu privire la metodologia de proiectare și tipizare a elementelor componente, la execuția și exploatarea acestor scule universale, și lucrul cel mai important la justificarea economică a folosirii lor în funcție de seria de fabricație. La catedra TCM din I. P. B. s-au efectuat o serie de studii din care a reieșit că pentru a stabili un sistem de proiectare și execuție a sculelor universale din elemente modulare este necesar să se parcurgă etapele (fiecare etapă va rezolva fazele indicate) evidențiate în figura 1.

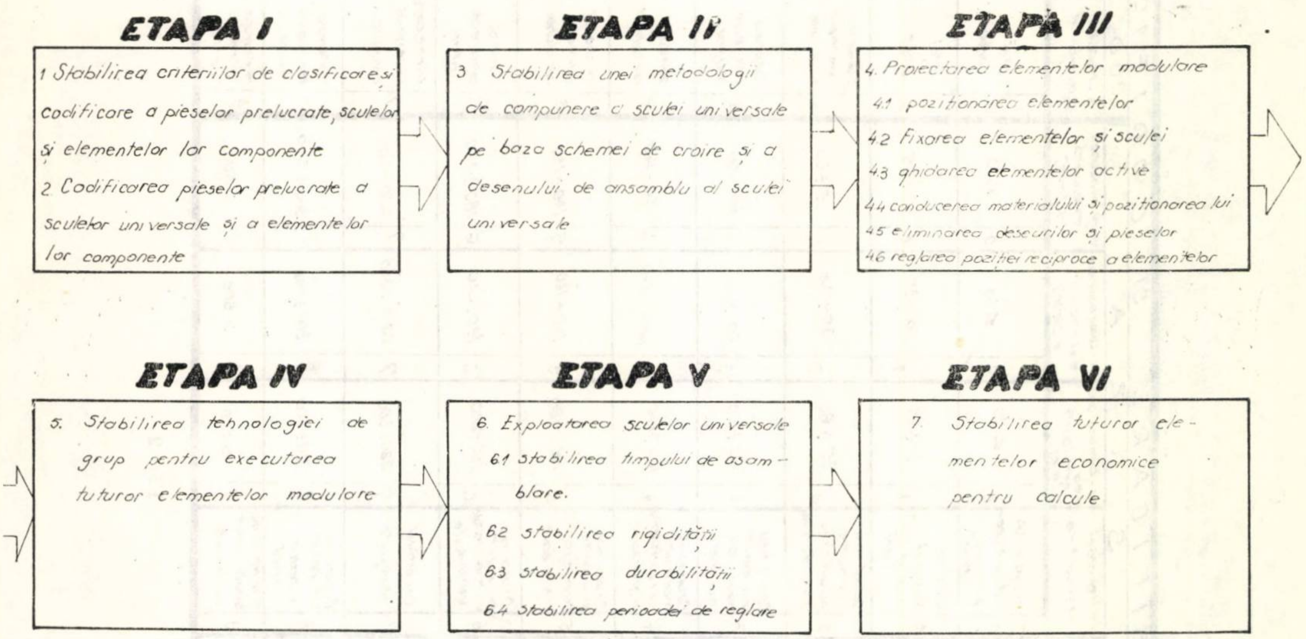

ETAPA I
1 Stabilirea criteriilor de clasificare și codificare a pieselor prelucrate, sculelor și elementelor lor componente
2 Codificarea pieselor prelucrate a sculelor universale și a elementelor lor componente
ETAPA II
3 Stabilirea unei metodologii de compunere a sculei universale pe baza schemei de croire și a desenului de ansamblu al sculei universale
ETAPA III
4. Proiectarea elementelor modulare
4.1 poziționarea elementelor
4.2 fixarea elementelor și sculei
4.3 ghidarea elementelor active
4.4 conducerea materialului și poziționarea lui
4.5 eliminarea deșeurilor și pieselor
4.6 reglarea poziției reciproce a elementelor
ETAPA IV
5. Stabilirea tehnologiei de grup pentru executarea tuturor elementelor modulare
ETAPA V
6. Exploatarea sculelor universale
6.1 stabilirea timpului de asamblare.
6.2 stabilirea rigidității
6.3 stabilirea durabilității
6.4 stabilirea perioadei de reglare
ETAPA VI
7. Stabilirea tuturor elementelor economice pentru calcule

Fig. 1

Se menționează că rezolvarea acestor etape nu aparține tehnologului ci unei secții sau uzine specializată în producerea unor asemenea scule universale din elemente nodulare.

Codul acestora elaborat pe baza criteriilor de clasificare a pieselor prelucrate prin deformare la rece este prezentat în figura 2. El este format din unsprezece ranguri corespunzătoare celor unsprezece criterii indicate.

După cum rezultă din figura 2, codul conține un cod de bază format din opt ranguri și un cod suplimentar format din trei ramuri.

Codul de bază descrie piesa din punct de vedere al formei geometrice, al dimensiunilor în care se înscrie desfășurata piesei, al prelucrărilor suplimentare față de forma dată de către operația principală și a mărimii acesteia în sistemul de coordonate indicat.

Codul suplimentar descrie piesa din punct de vedere al calității materialului semifabricatului, forma geometrică și grosimea acestuia.

Criteriul principal care stă la baza codului este criteriul formei geometrice a piesei dată de operația de bază care poate fi tăierea, îndoirea, ambutisarea, fasonarea și formarea. Pe baza lui s-au întocmit codurile prezentate în figurile 3, 4, 5, 6 și 7.

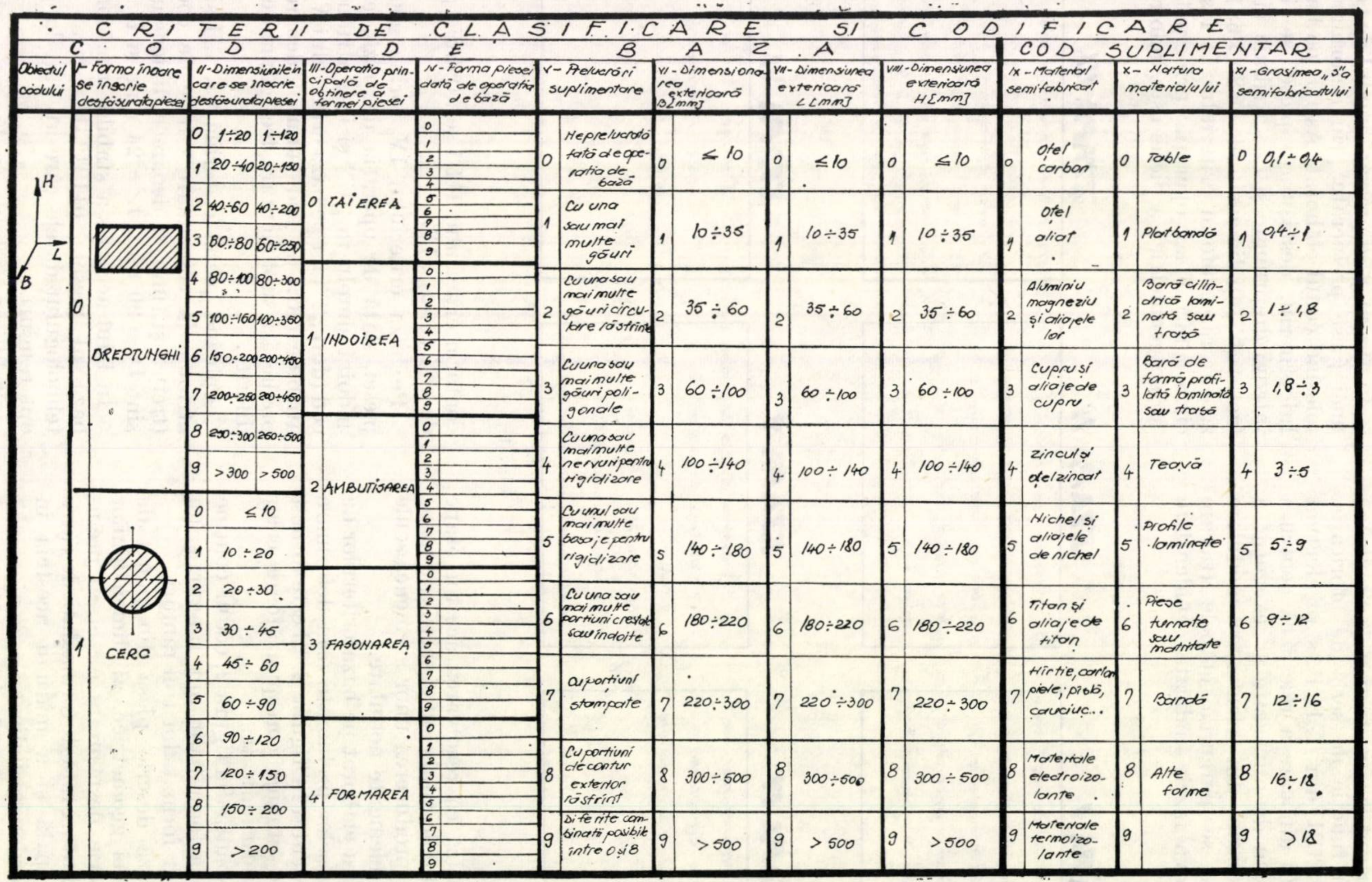
În figura 8 se prezintă modul de codificare a unei piese prelucrate prin deformare la rece, folosind codul elaborat. Astfel, pe baza primului criteriu, desfășurata piesei se încadrează într-un dreptunghi și i se atribuie cifra de cod (zero) „0", cu dimensiunile de 20 ×68 mm pe baza cărora, conform criteriului II i se atribuie cifra (unu) 1 iar operația principală care dă forma geometrică a piesei este îndoirea pe care conform criteriului III i se atribuie piesei cifra de cod (unu) „1".

Pe baza criteriului IV forma geometrică a piesei, dată de operația de bază, este formă îndoită simplu în „U" și i se atribuie cifra de cod (doi) „2", iar pe baza criteriului V, piesei i se atribuie cifra de cod (unu) 1 deoarece are ca prelucrări suplimentare trei găuri de diametre diferite.

Aplicînd piesei criteriile VI, VII și VIII i se atribuie în continuare cifrele de cod (doi) 2, (trei) 3 și (unu) 1 deoarece dimensiunile piesei sînt D = 20 mm, L = 24 mm și H = 18 mm.

În felul acesta s-a stabilit următorul cod de bază al piesei : 01121231 – care va indica tehnologului datele care au stat la baza celor opt ranguri.

Stabilirea codului suplimentar al piesei se face în mod similar și are următoarea formă : 003 – deoarece semifabricatul este din OL 37 sub formă de tablă de grosime s = 7 mm, rezultînd în final codul piesei format din codul



CRITERII DE CLASIFICARE SI CODIFICARE

COD DE BAZA

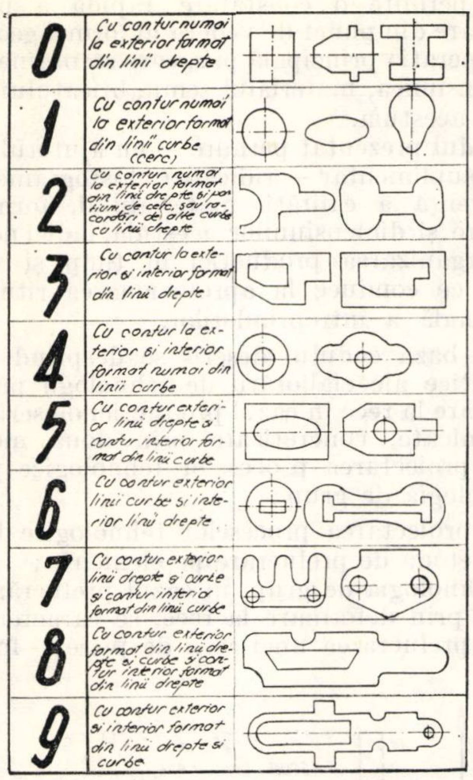
Obiectul codului	I - Forma în care se înscrie desfășurata piesei		II - Dimensiunile în care se înscrie desfășurata piesei		
	0	DREPTUNGHI	0	1÷20	1÷120
			1	20÷40	20÷150
			2	40÷60	40÷200
			3	80÷80	60÷250
			4	80÷100	80÷300
			5	100÷160	100÷350
			6	150÷200	200÷450
			7	200÷250	200÷450
			8	250÷300	260÷500
			9	>300	>500
	1	CERC	0	≤10	
			1	10÷20	
			2	20÷30	
			3	30÷45	
			4	45÷60	
			5	60÷90	
			6	90÷120	
			7	120÷150	
			8	150÷200	
			9	>200	

III - Operația principală de obținere a formei piesei	IV - Forma piesei dată de operația de bază
0 TĂIEREA	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
1 ÎNDOIREA	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
2 AMBUTISAREA	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
3 FASONAREA	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9
4 FORMAREA	0 1 2 3 4 5 6 7 8 9

V - Prelucrări suplimentare		VI - Dimensionarea exterioară B[mm]		VII - Dimensiunea exterioară L[mm]		VIII - Dimensiunea exterioară H[mm]		IX - Material semifabricat		X - Natura materialului		XI - Grosimea „s" a semifabricatului	
0	Neprelucrată de operația de bază	0	≤10	0	≤10	0	≤10	0	Oțel carbon	0	Table	0	0,1÷0,4
1	Cu una sau mai multe găuri	1	10÷35	1	10÷35	1	10÷35	1	Oțel aliat	1	Platbandă	1	0,4÷1
2	Cu una sau mai multe găuri circulare răsfrînte	2	35÷60	2	35÷60	2	35÷60	2	Aluminiu magneziu și aliajele lor	2	Bară cilindrică laminată sau trasă	2	1÷1,8
3	Cu una sau mai multe găuri poligonale	3	60÷100	3	60÷100	3	60÷100	3	Cupru și aliaje de cupru	3	Bară de formă profilată laminată sau trasă	3	1,8÷3
4	Cu una sau mai multe nervuri pentru rigidizare	4	100÷140	4	100÷140	4	100÷140	4	Zincul și oțel zincat	4	Țeavă	4	3÷5
5	Cu unul sau mai multe bosaje pentru rigidizare	5	140÷180	5	140÷180	5	140÷180	5	Nichel și aliajele de nichel	5	Profile laminate	5	5÷9
6	Cu una sau mai multe porțiuni crestate sau îndoite	6	180÷220	6	180÷220	6	180÷220	6	Titan și aliaje de titan	6	Piese turnate sau matrițate	6	9÷12
7	Cu porțiuni ștampate	7	220÷300	7	220÷300	7	220÷300	7	Hîrtie, carton, piele, pislă, cauciuc...	7	Bandă	7	12÷16
8	Cu porțiuni de contur exterior răsfrînt	8	300÷500	8	300÷500	8	300÷500	8	Materiale electroizolante	8	Alte forme	8	16÷18
9	Diferite combinații posibile între 0 și 8	9	>500	9	>500	9	>500	9	Materiale termoizolante	9		9	>18

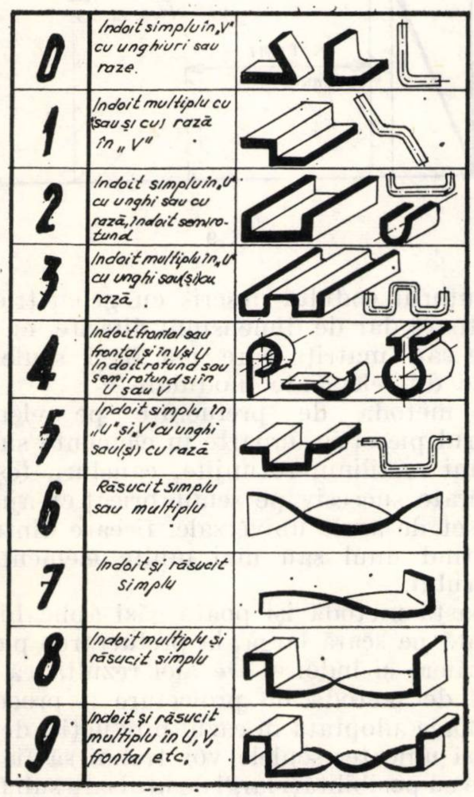
COD SUPLIMENTAR (columns IX–XI)

Fig. 2



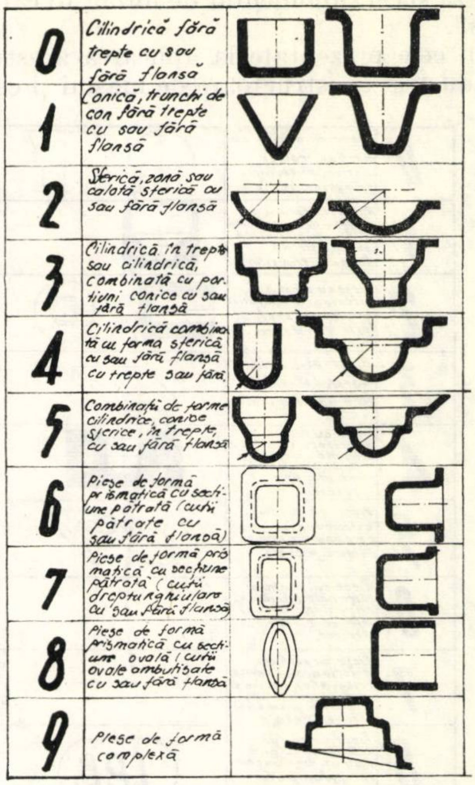
0	Cu contur numai la exterior format din linii drepte
1	Cu contur numai la exterior format din linii curbe (cerc)
2	Cu contur numai la exterior format din linii drepte și porțiuni de cerc, sau racordări de alte curbe cu linii drepte
3	Cu contur la exterior și interior format din linii drepte
4	Cu contur la exterior și interior format numai din linii curbe
5	Cu contur exterior linii drepte și contur interior format din linii curbe
6	Cu contur exterior linii curbe și interior linii drepte
7	Cu contur exterior linii drepte și curbe și contur interior format din linii curbe
8	Cu contur exterior format din linii drepte și curbe și contur interior format din linii drepte
9	Cu contur exterior și interior format din linii drepte și curbe

Fig. 3



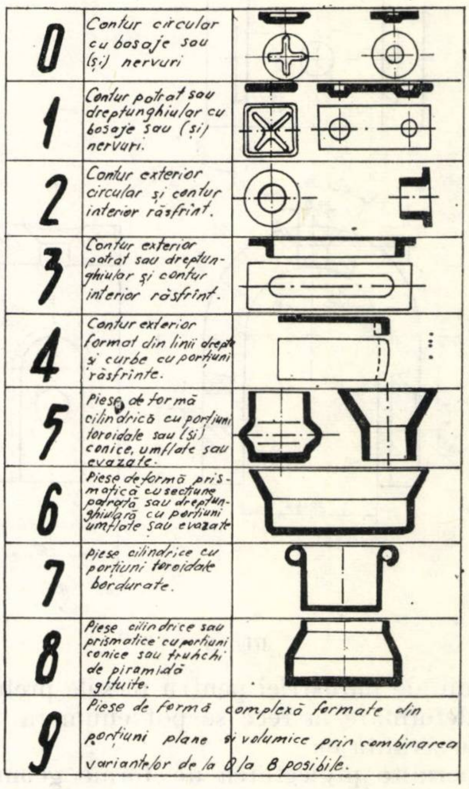
0	Indoit simplu în „V" cu unghiuri sau raze.
1	Indoit multiplu cu (sau și cu) rază în „V"
2	Indoit simplu în „U" cu unghi sau cu rază, îndoit semirotund
3	Indoit multiplu în „U" cu unghi sau(și)cu rază.
4	Indoit frontal sau frontal și în V și U Indoit rotund sau semirotund și în U sau V
5	Indoit simplu în „U" și „V" cu unghi sau(și) cu rază
6	Răsucit simplu sau multiplu
7	Indoit și răsucit simplu
8	Indoit multiplu și răsucit simplu
9	Indoit și răsucit multiplu în U, V, frontal etc.

Fig. 4



0	Cilindrică fără trepte cu sau fără flanșă
1	Conică, trunchi de con fără trepte cu sau fără flanșă
2	Sferică, zonă sau calotă sferică cu sau fără flanșă
3	Cilindrică în trepte sau cilindrică, combinată cu porțiuni conice cu sau fără flanșă
4	Cilindrică combinată cu forma sferică cu sau fără flanșă cu trepte sau fără.
5	Combinații de forme cilindrice, conice sferice, în trepte, cu sau fără flanșă
6	Piese de formă prismatică cu secțiune pătrată (cutii pătrate cu sau fără flanșă)
7	Piese de formă prismatică cu secțiune pătrată (cutii dreptunghiulare cu sau fără flanșă)
8	Piese de formă prismatică cu secțiune ovală (cutii ovale ambutisate cu sau fără flanșă
9	Piese de formă complexă

Fig. 5

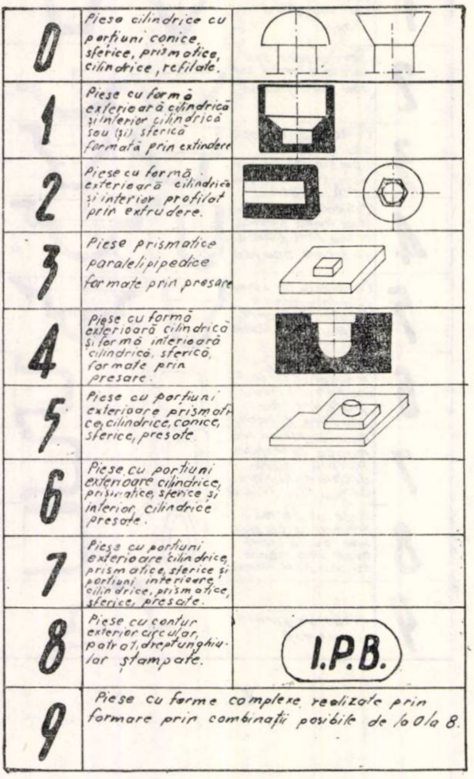


0	Contur circular cu bosaje sau (și) nervuri
1	Contur pătrat sau dreptunghiular cu bosaje sau (și) nervuri.
2	Contur exterior circular și contur interior răsfrînt.
3	Contur exterior pătrat sau dreptunghiular și contur interior răsfrînt.
4	Contur exterior format din linii drepte și curbe cu porțiuni răsfrînte.
5	Piese de formă cilindrică cu porțiuni toroidale sau (și) conice, umflate sau evazate.
6	Piese de formă prismatică cu secțiune pătrată sau dreptunghiulară cu porțiuni umflate sau evazate
7	Piese cilindrice cu porțiuni toroidale bordurate.
8	Piese cilindrice sau prismatice cu porțiuni conice sau trunchi de piramidă gîtuite.
9	Piese de formă complexă formate din porțiuni plane și volumice prin combinarea variantelor de la 0 la 8 posibile.

Fig. 6

de bază şi cel suplimentar de forma 01121231 — — 003.

Din cele prezentate la aplicarea acestui cod în industria constructoare de maşini şi celelalte domenii ale industriei pentru piesele prelucrate prin deformare la rece se pot enumera următoarele avantaje :



0	Piese cilindrice cu porţiuni conice, sferice, prismatice, cilindrice, refilate.
1	Piese cu formă exterioară cilindrică şi interior cilindrică sau (şi) sferică formată prin extindere
2	Piese cu formă exterioară cilindrică şi interior profilat prin extrudere.
3	Piese prismatice paralelipipedice formate prin presare
4	Piese cu formă exterioară cilindrică şi formă interioară cilindrică, sferică, formate prin presare.
5	Piese cu porţiuni exterioare prismatice, cilindrice, conice, sferice, presate
6	Piese cu porţiuni exterioare cilindrice, prismatice, sferice şi interior cilindrice presate.
7	Piese cu porţiuni exterioare cilindrice, prismatice, sferice şi porţiuni interioare cilindrice, prismatice, sferice, presate.
8	Piese cu contur exterior circular, pătrat, dreptunghiular ştampate.
9	Piese cu forme complexe realizate prin formare prin combinaţii posibile de la 0 la 8.

Fig. 7

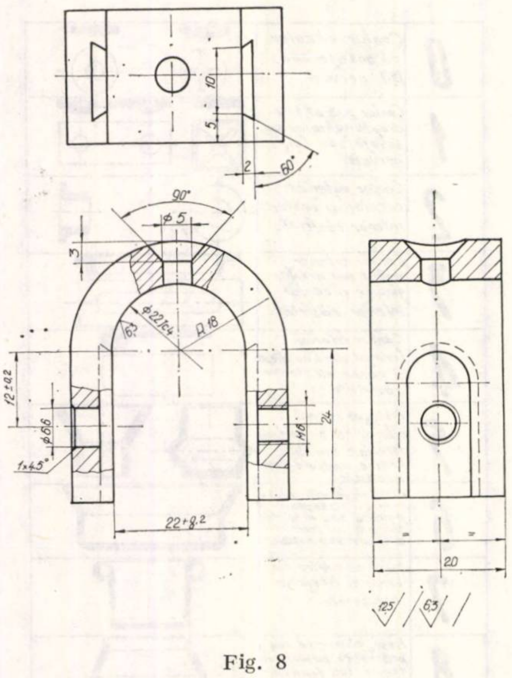


Fig. 8

— permite proiectarea de forme geometrice şi tipodimensiuni raţionale pentru piese ;

— permite o constatare rapidă a pieselor similare din punct de vedere al formei geometrice, operaţia principală prin care se obţine piesa, dimensiunea, materialul semifabricatului şi natura acestuia.

Codul prezentat permite — cu ajutorul codului suplimentar — ridicarea histogramelor de frecvenţă a calităţii materialului, formei de livrare şi dimensiunilor acestuia, indici necesari la organizarea producţiei în timp şi spaţiu, ceea ce conduce la aprovizionarea ritmică şi raţională a întreprinderilor.

Pe baza codului descris se desprind bazele teoretice ale elaborării de tehnologii prin deformare la rece în cazul producţiei de serie mică şi unicate, concretizate prin două metode :

— proiectarea proceselor tehnologice pentru tehnologia de grup ;

— proiectarea proceselor tehnologice bazată pe metoda de prelucrare pe elemente ;

Tehnologia de grup, în cazul prelucrării pieselor prin deformare la rece, se caracterizează prin prelucrarea unei serii de piese — formată cu ajutorul codului descris cu geometrie asemănătoare dar de dimensiuni diferite, cu scule ştanţe sau matriţe care pot fi şi scule universale din elemente modulare.

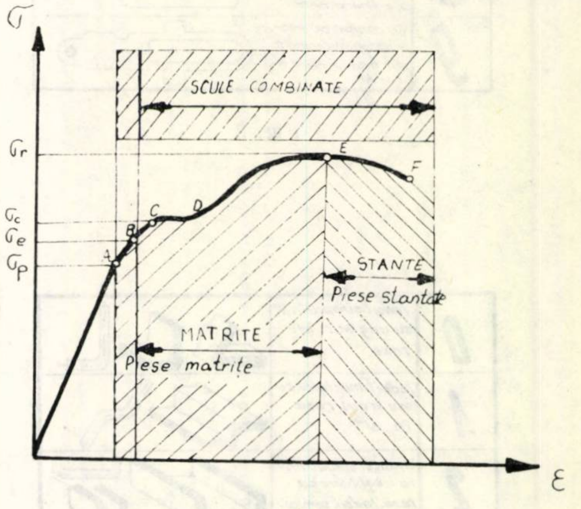


Fig. 9

La metoda de prelucrare pe elemente conturul piesei se împarte în elemente simple : porţiuni rectilinii, rotunjite, caneluri, teşituri, prelucrate succesiv pe semifabricat cu ajutorul unui set de scule universale, fiecare dintre ele executînd unul sau mai multe elemente ale conturului.

Această metodă îşi poate găsi aplicabilitate eficientă pe scară largă, la prelucrarea pieselor prin tăiere şi îndoire. De aici rezultă că indiferent de metoda de proiectare a procesului tehnologic adoptată în cazul producţiei de serie mică şi unicate, sculele vor trebui să fie concepute cu posibilităţi largi de utilizare sub forma sculelor universale din elemente modulare.

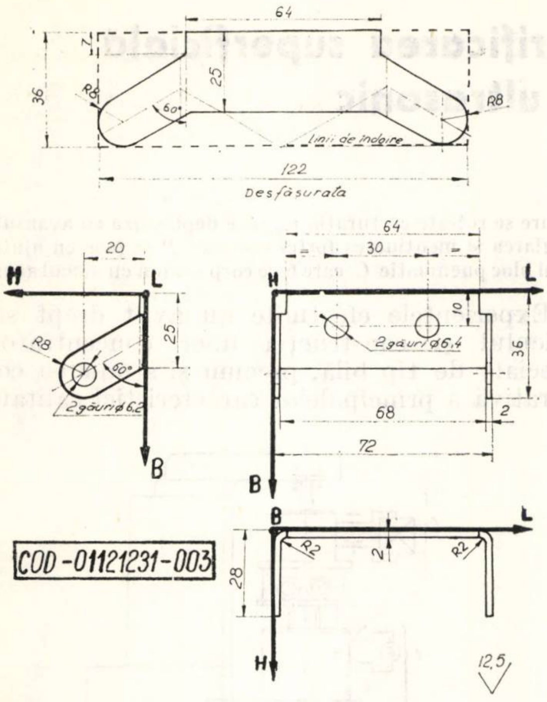


Fig. 10

Pentru ca sculele proiectate să fie utilizate cît mai eficient în producție se impune ca proiectarea acestora să se facă în funcție de : gradul de deformare plastică pe care îl realizează scula în procesul prelucrării piesei care va caracteriza tipul sculei, ștanța simplă, matrița simplă sau scula combinată — criteriu evidențiat în figura 9—precum și de criteriile codului pieselor prelucrate prin deformare la rece, care vor impune forma geometrică și dimensiunile funcționale ale elementelor componente.

Criteriile de mai sus permit stabilirea codului sculelor pe elemente componente precum și alegerea acestor elemente în vederea asamblării sculei pe baza schemei de croire a piesei sau a procesului tehnologic.

Aplicarea codului elaborat pe baza criteriilor descrise (fig. 10) conduce la proiectarea și realizarea sculelor universale din elemente modulare — pe bază de cod — pentru prelucrarea pieselor prin deformare la rece, care facilitează creșterea productivității și reducerea prețului de cost în cazul producției de serie mică și unicate, la nivelul celor din producția de serie mare sau masă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drăghici, G.* : Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini, Ed. tehnică București 1971.

[2] *Romanovski, V. A.* : Ștanțarea și matrițarea la rece. Ed. tehnică, București 1970.

[3] *Romanovski, V. A.* : Nadejnosti i dalgovecinosti sistemî universalnosbornîh stampov. Kuznecinoştampavocinoe proizvodstvo, Nr. 1/1972.

[4] *Lăzărescu, I. L., Stațiu, G.* : Proiectarea ștanțelor și matrițelor, Ed. didactică și pedagogică, București 1973.

[5] *Olhler/Kaiser*: Schimitt-Stanzund Ziehwerkzerg. Springer-Verlag Berlin/Heidelberg/New York 1966.

Summary

The paper gives the principles of design and execution of tools made by the modular elements, used for machining by cold forming.

There are given also the stages which are to be passed in order to use these principles, and the stage of codification for the pieces machined by cold forming is also solved by achieving their code.

The paper solves the elaboration of the integrated code of the modular tools for machining by cold forming.

Résumé

Dans cet article on présente les principes du projet et de l'exécution des outils formés d'elements modulés utilisés lors de la déformation à froid, ainsi que les étapes de l'application de ces principes. Ensuite on passe à l'étape de codification des pièces usinées par déformation a froid, et on présente la réalisation du code. Cet ouvrage peut être considére comme une base pour l'élaboration du code integré pour les outils modulés destinés à l'usinage par deformation à froid.

Резюме

В статье описываются принципы проэктирования и изготовления инструментов из модульных элементов для обработки холодной штамповкой. В тоже время, указывается порядок применения этих принципов и решается этап кодифицирования деталей обработываемых холодной штамповкой.

Представленная работа положит основы разработки интеграционного кода инструментов для холодной штамповки.

Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit beschreibt man die Entwurfs — und Herstellungsgrundlage der Kaltumformwerkzeugen, im Baukastensystem, Weiterhin gibt man die notwendigen Etappen an, zur Durchführung dieser Prinzipien und die Lösung der Kodifikation von Kaltumformteilen auf Grund des Werkstückkodes. Die Arbeit stellt die Grundlagen der Ausarbeitung eines integrierten Kodes der Kaltumformwerkzeugen im Baukastensystem fest.

CZ: 621.78 : 539.374

Cercetări privind netezirea și durificarea superficială prin deformare plastică în cîmp ultrasonic

Asist. ing. Gheorghe **AMZA** – Institutul politehnic – București

Pentru a mări durabilitatea organelor de mașini și a aparatelor se folosește o prelucrare de finisare și de durificare superficială a acestora prin deformare plastică. Procesul de deformare plastică la rece a stratului superficial de metal are ca rezultat nu numai îmbunătățirea macro și microgeometriei suprafeței, a preciziei dimensionale și de formă, ci simultan cu aceasta, are loc și o îmbunătățire a proprietăților fizico-mecanice și fizico-chimice ale pieselor prelucrate. Netezirea și durificarea superficială a suprafețelor se poate face prin rulare, alunecare, lovire etc., dezavantajul acestor metode consstînd în faptul că forțele de apăsare aplicate pieselor sînt mari, sculele și utilajele sînt complicate și greu de realizat, necesită mașini specializate, procesele sînt complexe etc.

O metodă eficace pentru micșorarea sarcinilor statice în timpul deformării plastice a metalelor este aceea de a aplica sculelor oscilații ultrasonore, energia ultrasonoră aducînd o contribuție deosebit în desfășurare a acestui proces. Forțele mici aplicate asupra pieselor, simplitatea procedeului, a sculelor și a utilajelor, folosirea mașinilor-unelte universale, toate acestea reprezintă avantajele netezirii și durificării superficiale cu ajutorul energiei ultrasonore. Prin aplicarea ultrasunetelor apar o serie de fenomene complexe cum sînt existența unor forțe dinamice variabile ca semn suprapus peste forțele statice precum și o absorbție locală a energiei ultrasunetelor ce duce la modificarea condițiilor de curgere a metalului și o deformare mai ușoară. În anumite părți ale ciclului tensiunile statice se adună la tensiunile variabile, făcînd ca suma tensiunilor să devină suficientă pentru a învinge dislocațiile de bariere potențiale și conduce la o curgere plastică mai ușoară. Pe lîngă aceasta acțiunea ultrasunetelor conduce la o activitate a mișcării dislocațiilor menținute pe loc de obstacole și la apariția dislocațiilor în interiorul surselor existente, ușurînd în acest mod procesul de deformare plastică. Ținînd seama de aceste argumente și ipoteze s-a construit o instalație experimentală pe care au fost efectuate o serie de experiențe complexe (fig. 1).

Pe o mașină universală s-a montat un cap special de ultrasunete A, format din transductorul magnetostrictiv 1, flanșa 2, concentratorul — bilă 3 și dispozitivul de prindere și antrenare a piesei B format din păpușa mobilă 4, universalul 5 și motorul de antrenare 6. Transductorul magnetostrictiv este excitat de un generator G, cu frecvența variabilă cuprinsă între 15,8 și 28 kHz și o putere de 0,6 kW. Concentratorul bilă care este apăsat cu o forță statică P prelucrează piesa 7 care se rotește cu turația n_p și se deplasează cu avansul s_p. Reglarea și menținerea forței necesare P se face cu ajutorul unui bloc pneumatic C care face corp comun cu blocul acustic.

Experiențele efectuate au avut drept scop calculul și construcția unor concentratoare speciale de tip bilă, precum și studierea comparativă a principalelor caracteristici calitative ale stratului superficial; rugozitatea suprafeței R_z, creșterea durității ΔH, adîncimea stratului durificat h, tensiunile remanente σ_φ, microstructura, rezistența la uzură η și rezistența la oboseală σ_{-1}, și s-au efectuat pe piese de tipul axelor din oțel austenitic avînd $\sigma_r = 52 \text{daN/mm}^2$ și $\delta = 39\ \%$ și din oțel martensitic avînd $\sigma_r = 135\ \text{daN/mm}^2$ și $\delta = 9\ \%$. Un foarte mare număr de factori influențează calitatea suprafeței prelucrate și duritatea stratului superficial: rugozitatea inițială R_z^0, forța statică P, avansul s_p, viteza periferică a piesei brute v_p, numărul de treceri i, amplitudinea oscilațiilor ultrasonore A, raza bilei de deformare r_b, natura materialului de prelucrat, natura materialului din care este confecționat concentratorul, frecvența oscilațiilor ultrasonore etc.

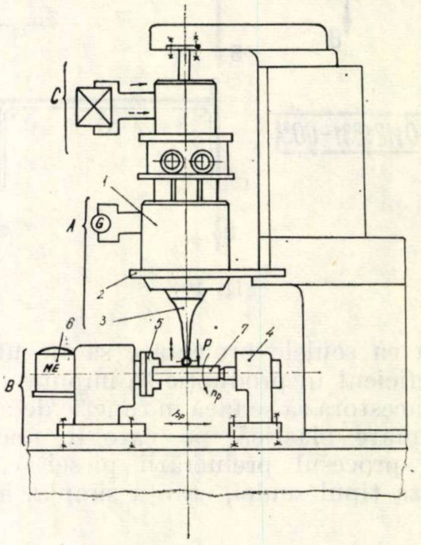


Fig. 1. Instalația experimentală pentru netezire și durificare superficială prin deformare plastică în cîmp ultrasonor.

Eficacitatea acțiunii ultrasunetelor poate fi apreciată cu niște coeficienți corespunzători:

— *după valorile forței statice*;

$$K_p = \frac{P_0}{P_u} \tag{1}$$

— *după gradul de asperitate;*

$$K_{R_z} = \frac{R_z^u}{R_z^0} u \tag{2}$$

— *după gradul de ecruisare;*

$$K_{\Delta H} = \frac{\Delta H_0}{\Delta H_u} \tag{3}$$

— *după rezistenţa la oboseală;*

$$K_{\sigma-1} = \frac{\sigma_{-1}^0}{\sigma_{-1}^u} \tag{4}$$

— *după rezistenţa la uzură;*

$$K_\eta = \frac{h_2 - h_1}{h_1} \cdot 100(\%) \tag{5}$$

— *după existenţa tensiunilor remanente;*

$$K_{\sigma\varphi} = \frac{\sigma_\varphi^0}{\sigma\varphi_u} \tag{6}$$

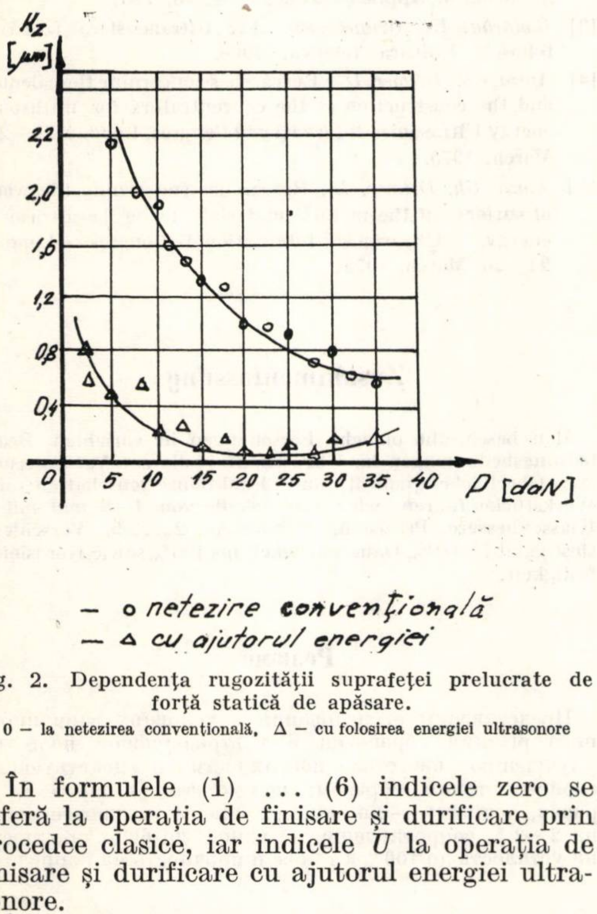


Fig. 2. Dependenţa rugozităţii suprafeţei prelucrate de forţă statică de apăsare.

0 – la netezirea convenţională, Δ – cu folosirea energiei ultrasonore

În formulele (1) ... (6) indicele zero se referă la operaţia de finisare şi durificare prin procedee clasice, iar indicele U la operaţia de finisare şi durificare cu ajutorul energiei ultrasonore.

În figura 2 este prezentată dependenţa rugozităţii suprafeţei prelucrate de forţa statică de deformare. Se observă realizarea unei rugozităţi foarte bune ($R_z = 0{,}6$ μm) la o forţă statică $P_u = 5$ daN. Productivitatea prelucrării creşte foarte mult datorită faptului că se poate lucra cu avansuri mari (fig. 3), obţinînd în acelaşi timp o calitate a suprafeţei foarte bună, de exemplu la un $R_z^0 = 15$ μm s-a obţinut folosind

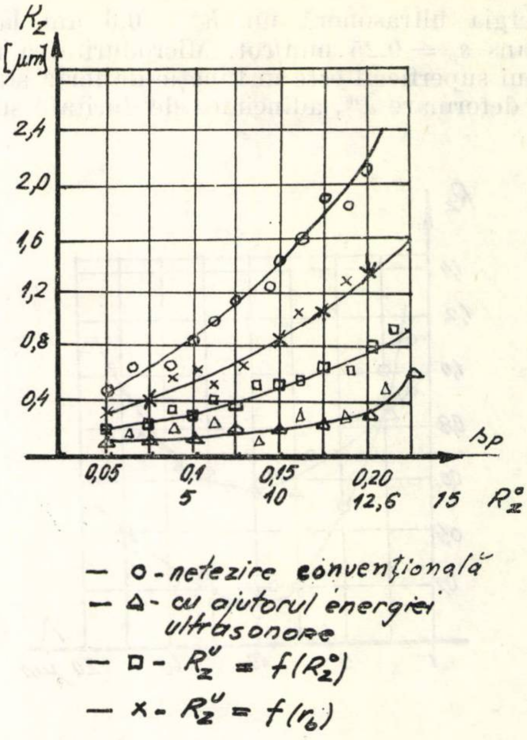


Fig. 3. Dependenţa rugozităţii suprafeţei R_z de avansul piesei sp;

0 – la netezirea convenţională; Δ – cu folosirea energiei ultrasonore; □ – $R_z^u = f(R_z^0)$; x – $R_z^u = f(r_b)$.

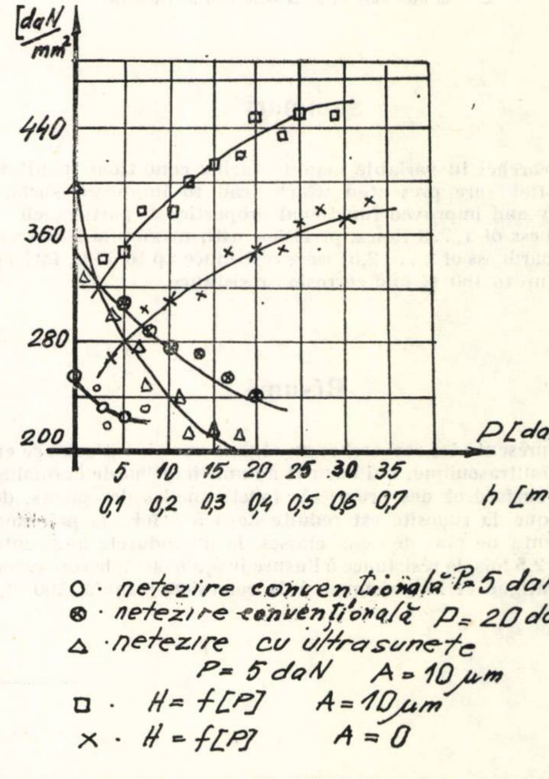


Fig. 4. Dependenţa microdurităţii stratului superficial de forţa statică de deformare, de adîncimea de ecruisare şi de amplitudinea oscilaţiilor ultrasonore.

0 – la netezirea convenţională $P = 5$ daN; ⊗ – la netezirea convenţională $P = 20$ daN; Δ – cu folosirea energiei ultrasonore P = 5 daN, A = 10; □ – $H = f(P)$; $A = 10$; x – $H = f(P)$; $A = 0$.

energia ultrasonoră un $R_z^u = 0{,}6$ μm la un avans $s_p = 0{,}25$ mm/rot. Microduritatea stratului superficial este în funcţie de forţa statică de deformare P^u, adîncimea de duritate superficială h şi de amplitudinea oscilaţiilor ultrasonore (fig. 4).

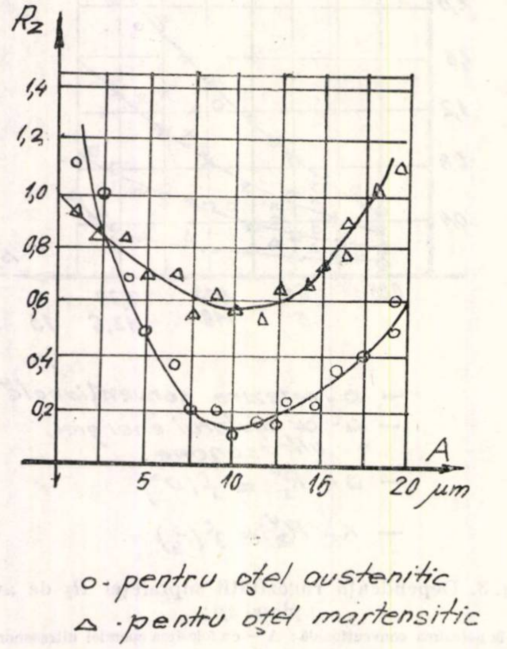


Fig. 5. Dependenţa rugozităţii suprafeţei de amplitudinea oscilaţiilor ultrasonore şi de natura materialului.

O – la oţel austentic; Δ – la oţel martensitic

Rugozitatea suprafeţei are un minim în cazul folosirii unor oscilaţii ultrasonore de amplitudini cuprinse între 5 şi 10 μm. (fig. 5). Ea depinde în mare măsură şi de natura materialului care se prelucrează.

În concluzie se poate spune că alegînd un regim optim de prelucrare se poate obţine o îmbunătăţire netă a calităţii suprafeţei concomitent cu proprietăţi funcţionale bune. Astfel prin acest procedeu rugozitatea poate fi îmbunătăţită de patru la de opt ori, precizia cu maximum două clase, microduritatea de două pînă la de două ori şi jumătate rezistenţa la uzură cu pînă la 69%, rezistenţa la oboseală cu pînă la 100% precum şi rezistenţa la coroziune.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pahlitzsch, G, Youssef, H.* : Precizia de prelucrare la lepuirea cu frecvenţă ultrasonoră, CIRP Assembly, Paris, 1966.

[2] *Miller, G. E* : Teoria specială a prelucrării ultrasonice. În : ,,Journal of Applied Physics'', nr. 28, 1957.

[3] *Bădărău, E., Grumăzescu, A.* : Ultraacustica fizică şi tehnică. Editura tehnică, 1968.

[4] *Amza, Gh., Drimer, D.* : Researches concerning the calculus and the construction of the concentrators for ultrasonic energy Ultrasonics Internaţional Congres, London 24–26, March, 1975.

[5] *Amza, Gh. Drimer, D* : Researches concerning the work of surfaces of the metalic materials, using the ultrasonic energy, — Ultrasonic Internaţional Congres — London 24–26, March, 1975.

Summary

Researches in variable manufacturing conditions in ultrasonic field are presented which lead to improved surface quality and improved functional properties of parts, such as roughness of 4...8 times, precision with maximum 2 classes, microhardness of 2 ... 2,5, wear resistance up to 60 %, fatigue range up to 100 % and corrosion resistance.

Résumé

On présente les recherches en régime variable d'usinage en champ ultrasonique, qui mènent à l'amélioration de la qualité de la surface et des propriétés fonctionnelles des pièces, de sorte que la rugosité est reduite de 4 à 8 fois, la précision augmente de plus de deux classes, la microdureté augmente de 2 à 2,5 fois, la résistance à l'usure jusqu'à 60 %, la résistance à la fatigue et la résistance à la corrosion jusqu'à 100 %.

Zusammenfassung

Man beschreibt manche Forschungen in variablen Bearbeitungsbedingungen im Ultraschallfeld die zur Verbesserung der Oberflächenqualität und Funktionseigenschaften der Werkstücke führen, wie: Rauhigkeit von 4–8 mal mit 2 Klassenbessere Präzision, Mikrohärte 2...2,5, Verschleissfestigkeit bis 60 %, Dauerhaftigkeit bis 100 % sowie Korosionsfestigkeit.

Резюме

Представлены исследования в условиях вариационного режима обработки в ультразвуковом поле по улучшению качества поверхности и действующих свойств; таким образом: шероховатость на 4 ... 8 разов, точность — на макс. 2 класса, микротвердость на 2—2,5, сопротивление на износ до 60%, прочность на усталость до 100% а также и прочность на коррозию.

* * *

CZ: 539.374 : 621.891.2

Studiu comparativ al bisulfurii de molibden (MoS_2) ca lubrifiant la deformarea plastică a metalelor

Ing. Stelian **GEORGESCU-COCOȘ** – I.C.P.T.S.C. – București

Folosirea bisulfurii de molibden (MoS_2) ca lubrifiant solid datează de cîteva secole timp în care a fost confundată cu grafitul, datorită aspectului și comportării fizice asemănătoare. În tehnologiile actuale utilizarea ei este marcată ca element constituent al unui lubrifiant solid, într-un patent din anul 1927. Utilizarea ca aditiv în uleiuri și vaseline este confirmată de un patent în anul 1934, în anul 1939 este folosită pentru prima oară ca lubrifiant solid și apoi în anul 1941 ca lubrifiant solid în tehnica vidului. La deformarea plastică a metalelor unde apar presiuni mari de deformare (maximum 150 ... 200 daN/mm ^{2}) lubrifierea cu pulbere de MoS_2 dă rezultate deosebite în special datorită coeficientului scăzut de frecare și aderenței la suprafețele de frecare. Folosirea ca lubrifiant solid cîștigă în importanță în așa măsură încît între anul 1940 și 1965 se cunosc peste două sute cincizeci de publicații care tratează subiectul, numărul lor dublîndu-se la circa zece ani. În ultimul timp lubrifierea este un argument hotărîtor în cazul deformării materialelor cu plasticitate redusă, unde fără utilizarea unui lubrifiant corespunzător este imposibilă uneori realizarea pieselor.

În cele ce urmează se dau proprietățile chimice și fizice ale MoS_2 [1, 2, 4, 6].

— greutatea moleculară :	160,08 ;
— culoarea :	albastru-gri, spre negru ;
— punctul de topire :	peste 1755°K
— greutatea specifică :	4,8 ... 5,0 DaN/dm^3 ;
— structura cristalină :	vezi figura 1 ;
— duritatea :	1(Mohs) sau 12...60 (Knoop) ;
— proprietățile magnetice :	diamagnetic ;
— stabilitatea la oxidare în aer uscat :	oxidarea începe lent la 675°K și crește rapid la 815°K
— stabilitatea la oxidare în aer umed :	particulele se oxidează ușor conferind produsului un pH acid ;
— stabilitatea chimică :	insolubilă în solvenți obișnuiți, dar se dizolvă în agenți puternic oxidanți ;
— stabilitatea termică :	coeficientul de frecare se menține între 90°K și 675°K.

Dintre impuritățile care însoțesc produsul obținut din molibdenită naturală se evidențiază următoarele :

— silica (cuarțită), care în proporție de 0,4% nu influențează caracteristicile de frecare ale MoS_2 dar influențează negativ uzura sculelor [4] ;

— influența conținutului de carbon amorf (între 0,7 și 1,5%) nu este înțeleasă pe deplin, dar există date că peste 1,0% acesta reduce cu mult durabilitatea filmului de MoS_2 între suprafețele metalice de alunecare ;

— mărimea granulei influențează indirect proprietățile de frecare. O granulație mare împiedică formarea unei pelicule continue de lubrifiant care este îndepărtată mai greu de pe suprafața metalică.

Granulația fină (de circa 10 μm) oferă numeroase avantaje printre care :

— o orientare ușoară a cristalelor la suprafața metalică ;
— prezența unui număr mai mare de plane bazale orientate ;
— aderența mai bună la suprafața metalică ;
— îndepărtarea anevoioasă din microasperitățile suprafeței metalice sau microporozitățile stratului de suprafață.

Cristalul de MoS_2 are forma lamelară, în care fiecare lamelă este formată din straturi suprapuse de atomi de sulf și molibden. Dispoziția în plan a unui astfel de strat formează un hexagon regulat. Distanțele într-o astfel de configurație atomică sînt date în figura 1.

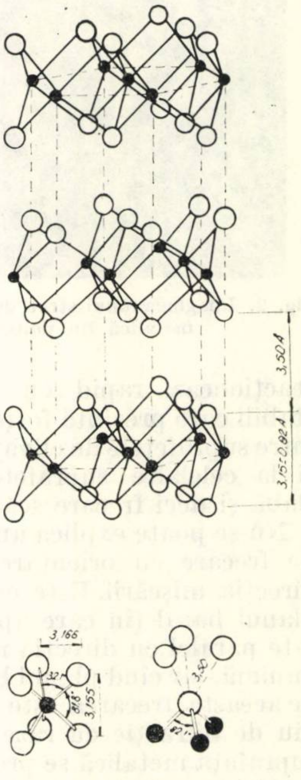


Fig. 1. Structura cristalului de MoS_2; atomi de sulf = cercuri mari ; atomii de molibden — cercuri mici [2] ; configurația atomică și distanțele interatomice [4].

Pentru explicarea mecanismului de frecare la MoS_2 există trei concepții și anume :

— clivajul ușor și deci frecarea scăzută datorită structurii cristaline ;

— frecarea scăzută datorită moleculelor adsorbite între lamele (cristalite) ;

— frecarea scăzută datorită în special forţelor care apar între cristalite individuale, clivajul producîndu-se în frontiera acestora şi mai puţin între lamelele unui cristal.

1. *Prima concepţie* are la bază o serie de argumente experimentale şi explică frecarea scăzută datorită legăturilor slabe de tip Van der Waals care apar între straturile atomilor de sulf (planul de clivaj *S*—*S*) spre deosebire de legăturile covalente puternice între straturile atomilor de sulf şi molibden (planul de clivaj S-Mo).

2. *A doua concepţie* consideră că frecarea scăzută apare ca rezultat al adsorbţiei de elemente străine în structura cristalului, slăbind legăturile interatomice. Se încearcă astfel o paralelă cu comportarea grafitului, la care vaporii de apă adsorbiţi provoacă acest fenomen, dar un contra argument este faptul că în vid înaintat (10^{-9} mm Hg), unde se micşorează cantitatea elementelor contaminate, frecarea ar trebui să crească, ceea ce nu se întîmplă, aşa încît această concepţie îşi pierde din adepţi şi din importanţă.

3. *A treia concepţie* explică mecanismul de frecare scăzută prin alunecarea între cristalite, deoarece se consideră că suprafaţa cristalitului reacţionează rapid cu mediul, formînd oxizi stabili care prezintă forţe slabe de atracţie atît între suprafeţele de clivaj de energie scăzută cît şi la celelalte suprafeţe, rezultînd o aderenţă slabă şi deci frecare scăzută.

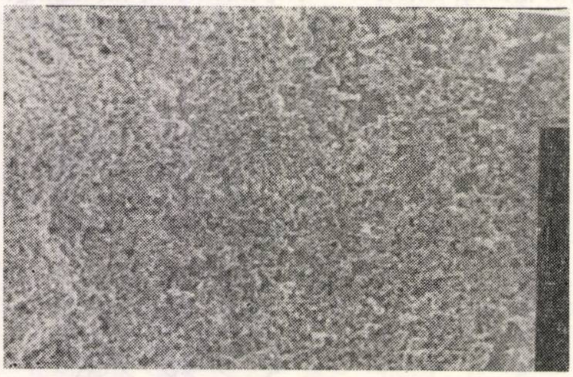


Fig. 2. Imaginea unui strat de MoS_2 depus pe o suprafaţă metalică fin polizată mărire 150 x.

Nu se poate explica anizotropia coeficientului de frecare cu orientarea cristalitului faţă de direcţia mişcării. Este cunoscut că atunci cînd planul bazal (în care apare forma hexagonală) este paralel cu direcţia mişcării apare o frecare minimă, iar cînd planul bazal este perpendicular pe aceasta, frecarea este maximă. Dintr-un studiu de difracţie cu raze X s-a observat că pe suprafaţa metalică se produce o orientare preferenţială a cristalitelor care este cu atît mai pronunţată cu cît este mai mare presiunea normală la suprafaţa de frecare. Imaginea unui astfel de strat dispus pe o suprafaţă metalică (Am 63) prin depunere gravimetrică, fără presiune de frecare, este prezentată în figura 2.

În figura 3 se poate observa forma aproximativ hexagonală a unui cristalit, iar în figura 4 este surprinsă imaginea foliilor de clivaj la un cristalit îndoit. Imaginile au fost obţinute prin microscopie electronică la un microscop JEOL JSM-5A cu baleiaj. Zona de vîrf a îndoiturii demonstrează că alunecarea se produce în straturi mai mari ca grosime decît cele ale lamelor atomice, confirmînd cea de-a treia concepţie a mecanismului de clivaj.

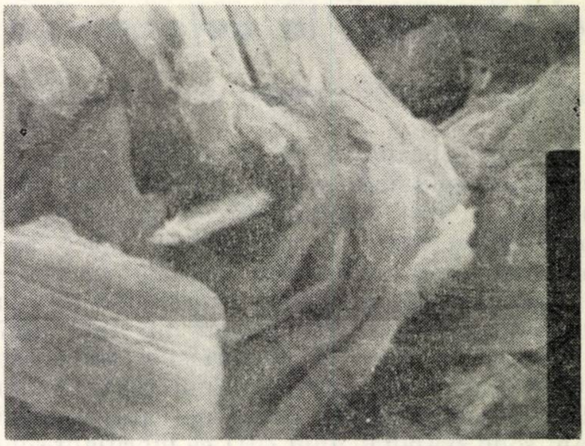


Fig. 3. Forma aproximativ hexagonală a unui cristalit de MoS_2 (varietatea *B*), particula de 15 × 18 μm, mărire 6000 x.

În lucrare se face un studiu comparativ a patru varietăţi de pulbere de MoS_2 notate *A*, *B*, *C* şi *D*, diferenţiate după procedeul de obţinere.

Varietatea *A* este rezultatul primei operaţii tehnologice de obţinere din minereu, varietăţile *B* şi *C* sînt obţinute din aceasta prin procedee diferite, iar varietatea *D* provine din alt zăcămînt decît *A* şi are o metodă de obţinere diferită de a acesteia.

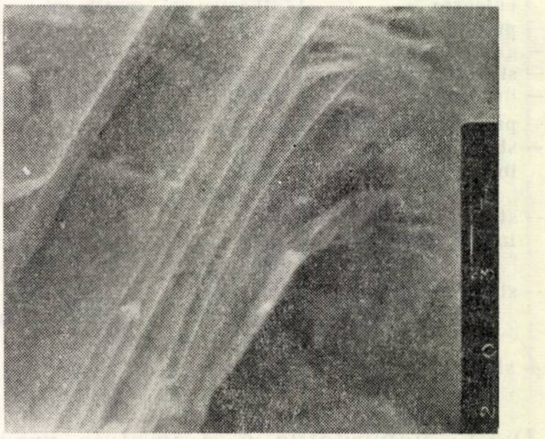


Fig. 4. Zona îndoiturii într-un cristalit în care sub acţiunea mecanică s-a produs clivajul (varietate *B*), mărire 6000 x.

Varietăţile de pulberi au fost analizate din punct de vedere al caracteristicilor fizico-chimice şi al caracteristicilor tehnologice (aderenţă şi coeficient de frecare la presiuni extreme). În scopul identificării chimice s-au făcut analize spectrale şi chimice pentru conţinutul de carbon. Cele patru varietăţi prezintă diagrame spectrale foarte apropiate, punînd în evidenţă (Fe, Si) $\sim$ 1 % şi Ni $\leqslant$ 1,0 % fără a prezenta urme de W pentru identificarea WS_2.

Analiza chimică pentru procentul de carbon a avut următoarele rezultate :

varietatea A	0,69 % ;
" B	1,73 % ;
" C	0,97 % ;
" D	0,80 %.

În completare s-a făcut o analiză röentgenografică cu un catod de molibden la un aparat DRON cu o precizie de 2,5 ...10^{-3} grad. A rezultat că produsul este format în majoritate din MoS_2 cristalizat hexagonal ; varietăţile *B* şi *D* apar mai clar conturate, în timp ce la varietăţile *A* şi *C* fondul de radiaţie este mare, demonstrînd că în probe există fie particule de granulaţie foarte fină, fie cristale cu multe defecte de reţea, fie o cristalizare neuniformă sau incompletă. Pentru caracterizarea formei particulelor s-a făcut microscopie electronică cu baleiaj (scanning) cu o tensiune de accelerare de 25 kV prin dispunerea pulberii fără presare, cu şi fără stabilizare cu acetonă. Varietatea *D* prezintă cea mai fină granulaţie, uniformă şi cu multe plane bazale, aşa cum se poate observa în figura 5. Varietatea *B* are un aspect asemănător dar cu o granulaţie mai mare, ca în figura 6. Varietatea *A* ca fază intermediară are un aspect neuniform grosolan, cu conglomerate, prezentînd rar plane de clivaj (fig. 7) iar varietatea *C* are particule rotunjite, elipsoidale, cu suprafeţe floculizate şi cu diferenţe mari de granulaţie (fig. 8).

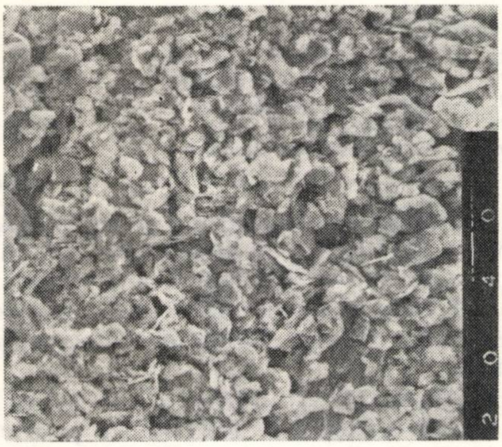


Fig. 5. Imagine de ansamblu a varietăţii *D* mărire 600 × c.

În completare s-a făcut analiza granulometrică pe un aparat COULTER COUNTER în soluţie electrolit NaCl 0,9 % şi s-au obţinut rezultatele din figura 9, confirmînd cele observate la microscop.

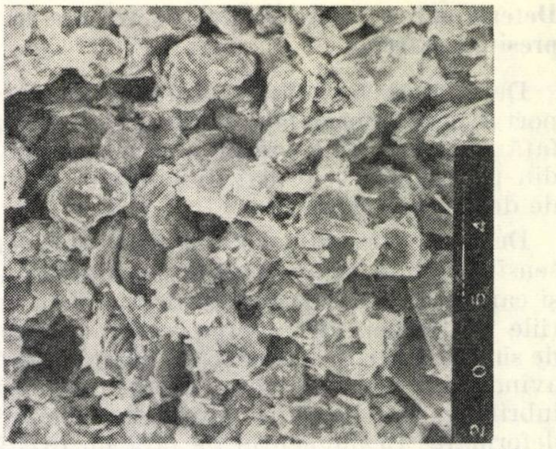


Fig. 6. Imagine de ansamblu a varietăţii *B* mărire 600 x

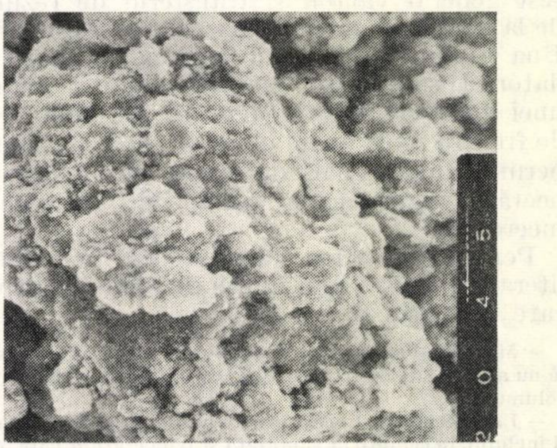


Fig. 7. Imagine de ansamblu a varietăţii *A* mărire 600 x

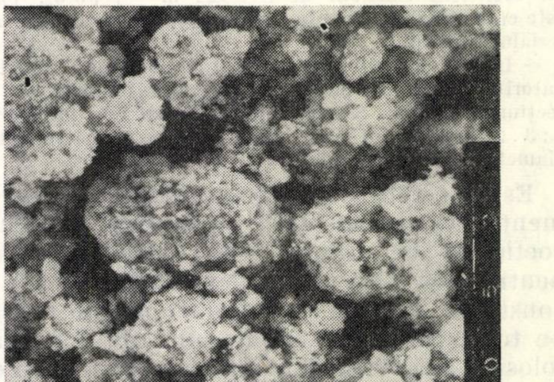


Fig. 8. Imagine de ansamblu a varietăţii *C* mărire 600 x

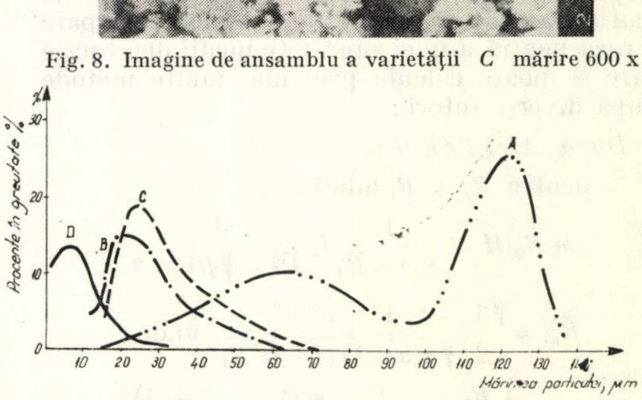


Fig. 9. Distribuţia granulometrică a pulberilor pentru cele patru varietăţi de MoS_2.

Determinarea coeficientului de frecare la presiuni extreme

Determinarea coeficientului de frecare ca raport al forţei normale şi tangenţiale la o suprafaţă în condiţii de presiune extremă este una din problemele cele mai dificile ale procesului de deformare plastică.

Determinarea forţelor necesită traductoare sensibile cu o reproductibilitate aproximativă şi care prin însăşi prezenţa lor modifică condiţiile problemei. Se recurge astfel la încercări de simulare sau de măsurare indirectă a forţelor, avînd în vedere că mecanismul de frecare şi lubrifiere este specific diferitelor moduri de deformare. În momentul de faţă nu există un test general valabil şi transferul de rezultate de la un proces de deformare la altul este dificil Una din metodele cu o răspîndire mai largă datorită simplităţii este deformarea plană a unei epruvete inelare determinînd coeficientul de frecare între feţele plane [8, 9, 3, 6]. Metoda permite determinări de fineţe cu condiţia respectării riguroase a condiţiilor identice de încercare.

Pentru obţinerea diagramelor teoretice în literatură există mai multe metode de calcul la care ipotezele sînt următoarele :

— Materialul se supune modelului von MIESES în sensul că nu apar efecte de ecruisare, deformaţii elastice sau variaţia volumului.

— La interfaţa de frecare pentru un material dat al matriţei şi inelului, în condiţii de suprafaţă şi temperatură date, există un coeficient constant de frecare : $m = \tau \sqrt{3}/\sigma_c$, unde τ este efortul de forfecare la interfaţă, iar σ_c de curgere a materialului inelului.

— Inelul este suficient de subţire pentru ca solicitărilor datorită frecării să poată fi transmise uniform în toată secţiunea inelului. Se recomandă în acest sens proporţii ca : 6 : 3 : 2, 6 : 3 : 1 sau 6 : 3 : 0,5, respectiv diametru exterior, diametru interior şi înălţime.

Este posibil astfel să se calculeze la un moment dat dimensiunile epruvetei pentru un coeficient de frecare ales ; se consideră că pentru o creştere mică a deformaţiei $\sigma\, c$ şi τ sînt constante. În felul acesta, dacă m este constant pe tot parcursul incrementului de deformaţie, folosind geometria finală a inelului ca geometrie iniţială pentru deformaţia următoare, şi aşa mai departe, iterativ. În fiecare moment apare o rază neutră a unei suprafeţe medii deformate care se poate calcula prin mai multe metode după diverşi autori :

După AVITZUR :

— pentru $R_n \leqslant R_i$ adică :

$$m\, R_0/H \leqslant \frac{1}{2(1-\bar{R})}\, l_n \frac{3}{\bar{R}^2 + \sqrt{\bar{R}^4 + 3}}$$

$$\bar{R}_n^2 = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{1 - \bar{R}^4 x^2}{\sqrt{x(x+1)(1-\bar{R}^4 x)}} \text{ unde :}$$

$$x = \left\{ \frac{R_0}{R_i}\, exp \left[- \frac{mR_0}{H} (1 - \bar{R}) \right] \right\}^2$$

— pentru $R_i \leqslant R_n \leqslant R_0$ adică :

$$MR_0/H > \frac{1}{2(1-\bar{R})}\, l_n \frac{3}{\bar{R}^2 + \sqrt{\bar{R}^4 + 3}}$$

$$\bar{R}_n = \frac{2\sqrt{3}\, m\, R_0/H}{1/\bar{R}^2 - 1} \left[\sqrt{1 + \frac{(1+\bar{R})(1/\bar{R}^2 - 1)}{2\sqrt{3}\, \mathrm{m}\, R_0/H}} - 1 \right]$$

După SOFMAN :

$$R_n\, R_i = \frac{1 + \bar{R}}{2R} - \frac{1{,}3\, \lg 1/\bar{R}}{4\mathrm{f}\, (R_i/H + R)} \quad \text{atunci cînd :}$$

$$1 \leqslant R_n/R_i \leqslant \frac{1+R}{2\bar{R}}$$

După SMIRNOV :

$$R_n = \frac{0{,}24(1 - \bar{R}) + ak\, \bar{R}_i\, (1 + \bar{R})}{0{,}6(1 - \bar{R}) + 2\, ak\, \bar{R}_i\, R} \quad \text{unde}$$

$$ak = f + \frac{1 - f}{8} \sqrt{f}\, (1 - \bar{R})\, \bar{R}_i$$

în care :

R_0 este raza exterioară a inelului ;
R_i — raza interioară a inelului ;
H — înălţimea inelului ;
R_n — raza neutră.
m — coeficientul de frecare.
$f = m\sqrt{3}$; $\bar{R}_n = R_n/R_0$; $\bar{R} = R_i/R_0$; $R_i = R_i/H$

În anexă se dau algoritmii de calcul pentru metodele AVITZUR şi SOFMAN. Am optat pentru epruveta 6 : 3 : 2 cu diemnsiunile 19,5 : 10,5 : 6,8 cu pregătirea suprafeţei pentru deformare la rece unde presiunile de deformare sînt maxime.

Epruvetele din OLC 15 şi 18 MC10 au fost fosfatate în soluţie FOSFATOL IV pe o rugozitate iniţială de 0,8 Rz, obţinînd grosimi de strat de 35 ... 50μ m măsurate cu un aparat MONIMETER-1094. De remarcat că forma şi caracteristicile stratului de fosfat variază considerabil cu materialul inelului, aşa cum se poate observa în figura 10. Dispersia maximă a rezultatelor pentru coeficientul de frecare a fost de (+0,10 — 0,15) la diametrul interior şi s-a ţinut seama de aceasta pentru trasarea curbelor experimentale din figura 11. Rezultatele obţinute demonstrează că varietatea D are coeficientul de frecare cel mai mic, urmată în ordine de B, C şi A. De menţionat că pe suprafaţa de frecare a inelelor la varietăţile C şi D s-au observat **buzunare** de lubrifiant asemănătoare cu cele observate la lubrifierea cu mediu vîscos. Prezenţa acestor buzunare indică o aderenţă foarte bună, explicabilă în cazul varietăţii D datorită granulaţiei foarte fine, iar în cazul varietăţii C datorită suprafeţei floculizate a particulei. În plus se confirmă faptul că durabilitatea peliculei de lubrifiant este influenţată negativ de conţinutul de carbon peste 1% în cazul probei B.

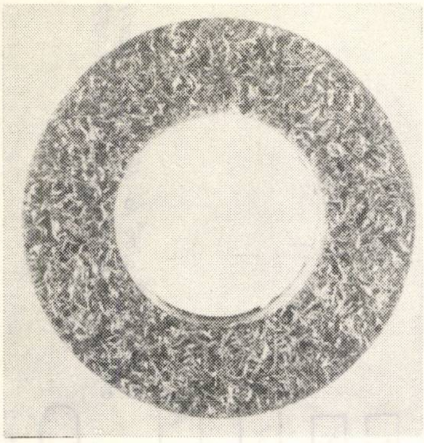
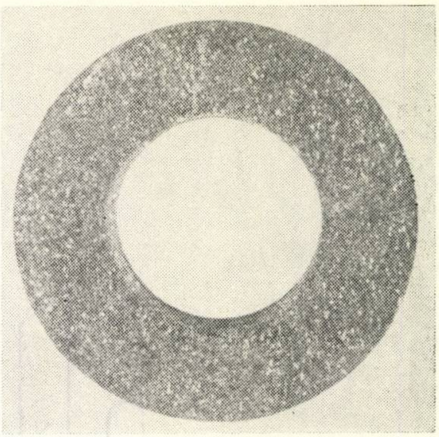

a)

Fig. 10. Imaginea diferită a stratului de fosfat pentru epruvetele din OLC 15 (a) şi 18 MC10 (b).


b)

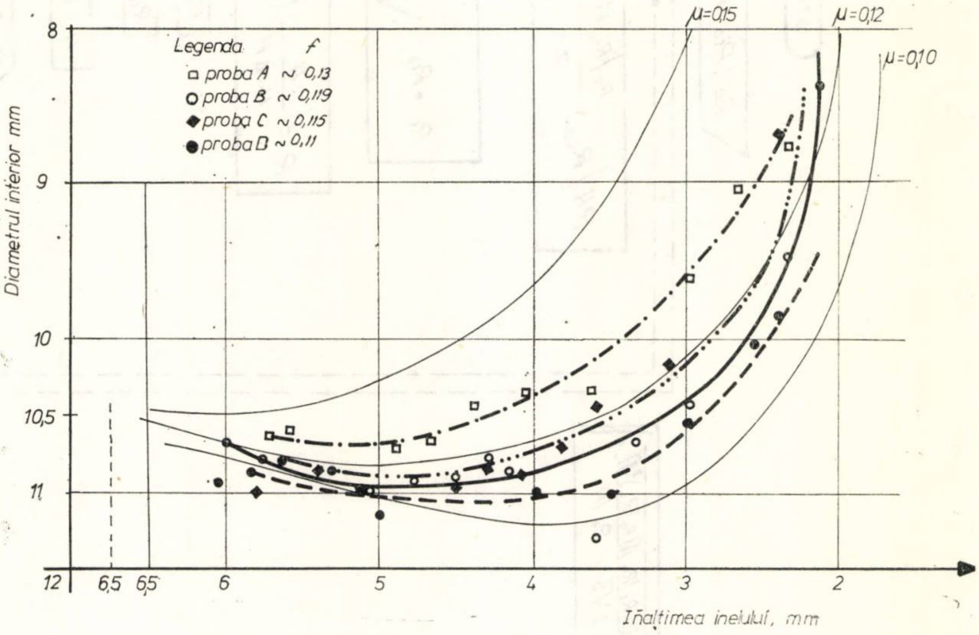


Fig. 11. Rezultatele obţinute la determinarea coeficientului de frecare cu metoda epruvetelor inelare la cele patru varietăţi de MoS_2.

Concluzii

1. Metoda pentru aprecierea cantitativă a caracteristicilor de lubrifiere în procesul de deformare plastică a metodelor este adecvată pentru o selecţie de fineţe. Cu ajutorul metodei se pot trage concluzii privind aderenţa la presiuni extreme, influenţa granulaţiei şi a conţinutului de carbon etc.

2. Este util şi necesar să se determine caracteristicile fizico-chimice ale lubrifiantului solid pentru înţelegerea corectă a mecanismului de frecare şi lubrifiere.

3. Studiul comparativ relevă caracteristicile fizico-chimice necesare pulberii de MoS_2 pentru un comportament optim de lubrifiere la presiuni extreme şi confirmă valabilitatea metodei de refulare plană a epruvetelor inelare pentru determinarea coeficientului de frecare.

4. De menţionat căci deşi pare neglijabilă, variaţia coeficientului de frecare cu 0,01 înseamnă în cazul extruziunii cu forţa de 300 tf apariţia unei componente dezavantajoase de solicitare de circa 2500 kgf, care provoacă fie uzura prematură, fie ruperea unor scule pretenţioase atît ca material cît şi ca execuţie.

Notă. La analizele necesare acestei lucrări au colaborat: tehnician Elena Gherman, fizician N. Constantinescu, tehnician M. Costiuc (toţi din ICPTSC Bucureşti), fizician P. Niţă (IMFCA-Bucureşti), inginer Alex. Vintu (MEFIN-Sinaia) şi fiziciană M. Truţă (Intreprinderea Rulmentul- Braşov). Autorul le mulţumeşte şi pe această cale.

Anexă

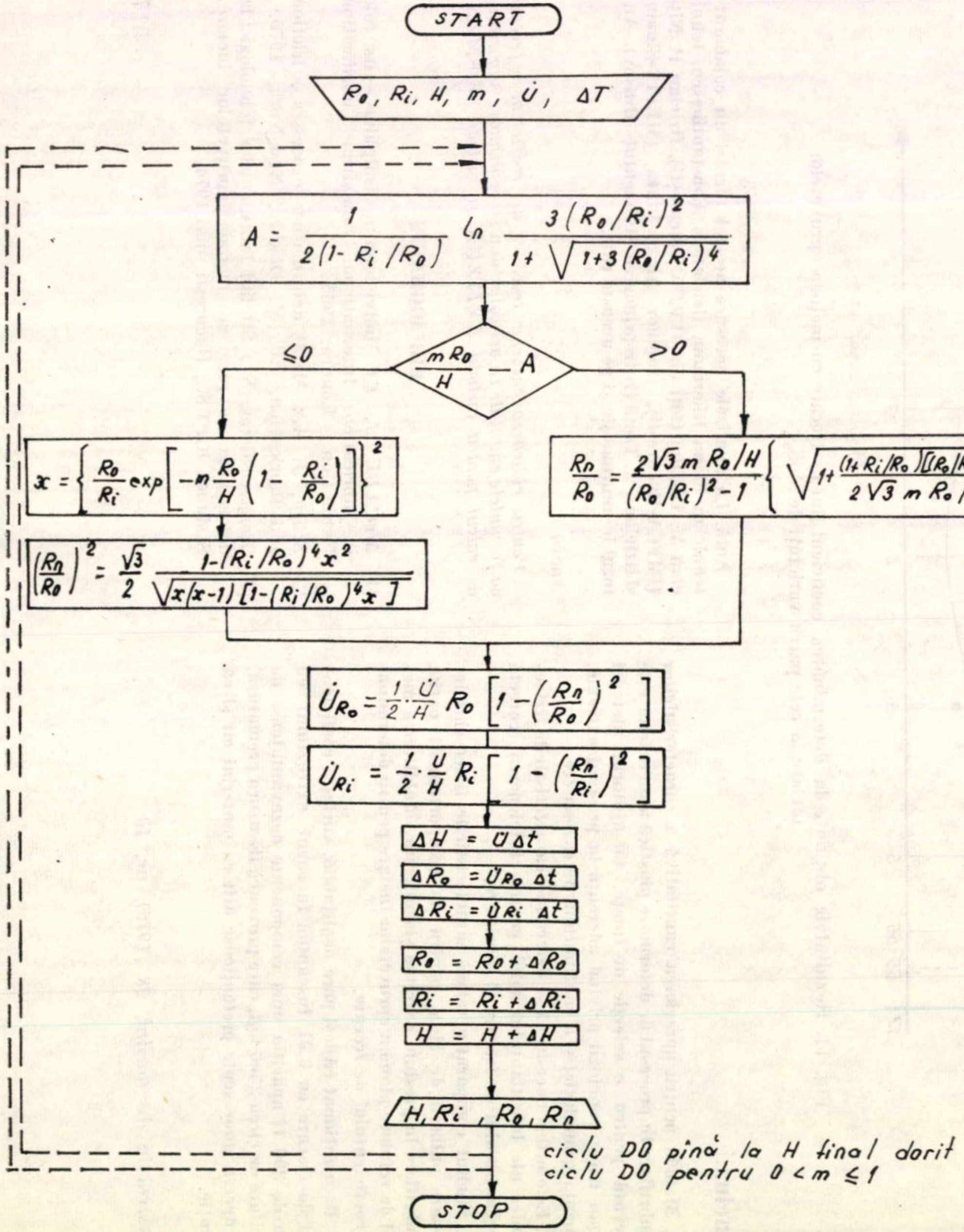
Pentru ridicarea curbelor teoretice de coeficient de frecare cu formulele enunţate în articol se dau în continuare algoritmii de calcul pentru metoda AVITZUR şi metoda SOFMAN.

BIBLIOGRAFIE

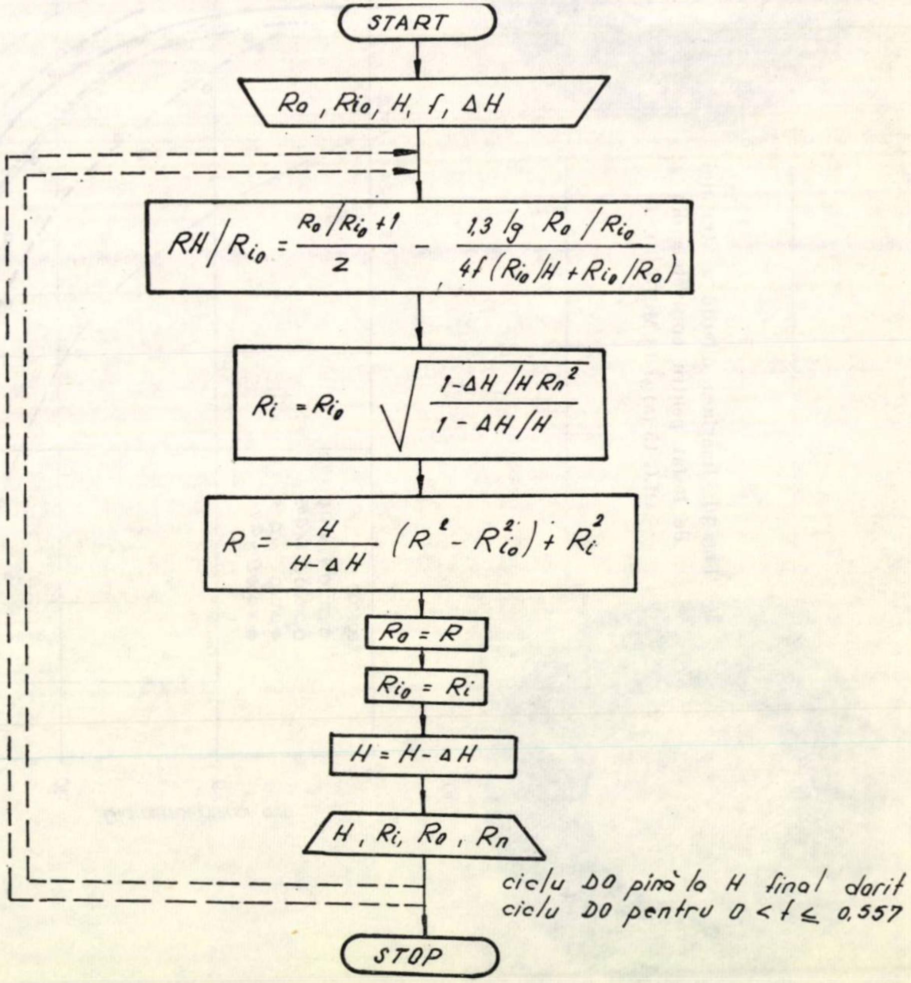
[1] *McCABE, J. T*: Mollybdenum disulphide — its role in lubrication. International Industrial Lubrification Exhibition — Londra, 1965.

[2] *Schey, J. A.*: Metal deformation processes — friction and lubrication, Ed. M. Dekker, New-York, 1970.

[3] *Georgescu-Cocoş, S.*: Studiul lubrifianţilor tehnologici la deformarea la rece cu metoda epruvetelor inelare. Sesiunea ICPTSC, Bucureşti, mai 1974.


START
Ro, Ri, H, m, U̇, ΔT
A = 1/(2(1 - Ri/Ro)) ln 3(Ro/Ri)^2 / (1 + √(1 + 3(Ro/Ri)^4))
mRo/H - A
≤0
>0
x = {Ro/Ri exp[-m Ro/H (1 - Ri/Ro)]}^2
(Rn/Ro)^2 = √3/2 (1 - (Ri/Ro)^4 x^2) / √(x(x-1)[1 - (Ri/Ro)^4 x])
Rn/Ro = 2√3 m Ro/H / ((Ro/Ri)^2 - 1) {√(1 + (1 + Ri/Ro)[(Ro/Ri)^2 - 1] / (2√3 m Ro/H)) - 1}
U̇Ro = 1/2 · U̇/H Ro [1 - (Rn/Ro)^2]
U̇Ri = 1/2 · U/H Ri [1 - (Rn/Ri)^2]
ΔH = U̇Δt
ΔRo = U̇Ro Δt
ΔRi = U̇Ri Δt
Ro = Ro + ΔRo
Ri = Ri + ΔRi
H = H + ΔH
H, Ri, Ro, Rn
ciclu DO pină la H final dorit
ciclu DO pentru 0 < m ≤ 1
STOP

Algoritm 1


START
Ro, Rio, H, f, ΔH
RH/Rio = (Ro/Rio + 1)/2 - 1,3 lg Ro/Rio / (4f(Rio/H + Rio/Ro))
Ri = Rio √((1 - ΔH/H Rn^2)/(1 - ΔH/H))
R = H/(H - ΔH) (R^2 - Rio^2) + Ri^2
Ro = R
Rio = Ri
H = H - ΔH
H, Ri, Ro, Rn
ciclu DO pină la H final dorit
ciclu DO pentru 0 < f ≤ 0,557
STOP

Algoritm 2

[4] *Winer, W. O.*: Mollybdenum disulfide as lubricant, În: Wear, vol. 10 (1967) p. 422 ... 452.

[5] *Biţă, O. şi Dinică, P.*: Cercetări privind comportarea unor medii lubrifiante aditivate cu MoS_2 – studiu INCREST 63/1975.

[6] *Georgescu-Cocoş, S.*: Lărgirea gamei de lubrifianţi pe bază de MoS_2 în domeniul deformării plastice a metalelor – Studiu şi încercări de laborator, ICPTSC 922/1975.

Summary

A brief history and the theoretical premises are presented for abrasion mechanisms at molybdenum disulphide as solid lubricant for metal forming.

Physical and mechanical properties are determined at four varieties of MoS_2 powder with a view to under – standing and interpreting the technological characteristics of adherence and lubrification.

Determination of friction coefficient was made by the method of plain strain of annular specimens.

In appendix, calculation algorithms for reprezenting the theoretical curves of the friction coefficient by methods AVITZUR and SOFMAN, are given.

Résumé

On présente brièvement les prémisses théoriques des mécanismes de frottement avec le bisulfure de molybdène utilisé comme lubrifiant solide lors de la déformation plastique des métaux. Les caractéristiques phisiques et chimiques de quatre sortes de poudre de MoS_2 sont determinées, pour mieux connaitre et pouvoir interpréter les caractéristiques technologiques d'adhérence et de lubrification. Le coefficient de frottement a été déterminé par la méthode de déformation plane des eprouvettes circulaires. En annexe ou donne les algorythmes de calcul pour le trassage des courbes théoriques du coefficient de frottement, suivant les méthodes AVITZUR et SOFMAN.

[7] *Gorelik, S. S. ş.a.*: Rentgenograficeschii analiz metallov Metallurghizdat 1963.

[8] *Avitzur, B.*: Metal Forming: Processes and Analyses, Ed. Mc Graw – Hill, New-York, 1968.

[9] *Hoffmanner, A. L.*: Metal Forming: Interrelation between theory) and practice, Ed. Plenum Press New-York – London, 1971.

Zusammenfassung

Man gibt eine kurze Geschichte und die theoretische Voraussetzungen der Reibungsmechanismen mit Molibdendisulfid als festes Schmiermittel im Umformtechnik. Man legt die physischen und chemischen Kennzeichen fest für vier verschiedene MoS_2 – Pulvervariantenn für das Verstehen und Interpretation der technologische Haft – und Schmierkennzeichen. Die Bestimmung des Reibungsfaktors wurde mit der Planumformungsmethode der Ringproben durchgeführt. Beiliegend gibt man die Berechnungsalgorytmen für die theoretischen Kurvenaufstellung des Reibungsfaktors nach den AVITZUR und SOFMAN – Methoden.

Резюме

В работе представлена краткая история и теоретические предпосылки относительно механизмов трения для бисульфида молибдена использованного в качестве твёрдой смазки при пластической деформаций металлов.

Определены физические и химические характеристики при четырёх видов пылей MoS_2 для понимания применения технологических характеристик прилипания смазки.

Коэфициент трения определяется при помощи метода плоской деформаций кольцевых проб. В приложении даны расцётные алгоритмы для повышения теоретических кривых коэфициента трения по методам,, AVITZUR'' и ,,SOFMAN''.

* * *

CZ: 621.746.77 : 621.771.4 : 669 :715

Influenţa vitezei de deformare asupra structurii produselor extrudate din aliaje de aluminiu

Aurel Vlaicu **POPESCU** – ICPTSC – Bucureşti

1. Introducere

Posibilităţile de deformare prin extruziune ale aliajelor de aluminiu depind practic de următorii parametri [1]:

— presiunea necesară, care trebuie să rămînă în domeniul presiunii disponibile a utilajului de presare; ea depinde de aliajul care se deformează şi de raportul de extruziune (*RE*);

— temperatura de ieşire a produsului din presă, care trebuie să rămînă sub temperatura solidus, în domeniul optim pentru aliajul dat;

— viteza de extruziune care trebuie să fie cît mai mare posibilă din raţiuni economice.

Aceşti parametri sînt strîns legaţi, aşa cum de altfel se arată şi în [2].

În figura 1 este dată influenţa temperaturii de început de extruziune (*TF*) asupra raportului de extruziune realizabil cu delimitarea în două cîmpuri de viteză – viteză nelimitată şi viteză limitată [3]. Se observă că valoarea vitezei de extruziune nu se poate determina. În acest context noţiunile de viteză nelimitată şi viteză limitată nu sînt definite cantitativ şi nici nu sînt corelate cu structura ce se obţine la produsul finit.

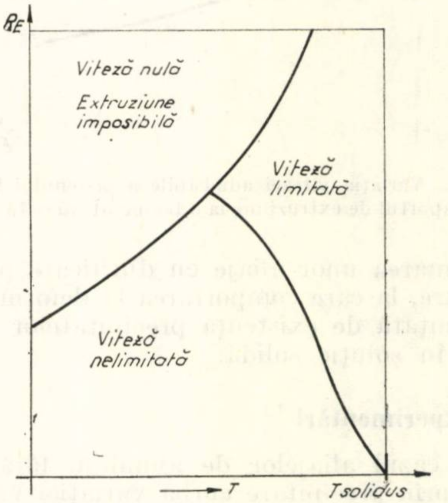


Fig. 1. Influenţa temperaturii, a biletului şi a raportului de extruziune asupra vitezei de extruziune [3].

2. Premisele teoretice

Considerînd temperatura de început de extruziune, la un raport de extruziune dat ca factor primordial de influență asupra structurii produsului finit vom avea următoarele situații :

— Cînd temperatura de început de extruziune este situată sub temperaturile din intervalul optim de deformare, caz cînd produsele extrudate vor avea la exterior un strat de grăunțe recristalizate grosolan. Mecanismul de formare a acestui strat a fost prezentat pe larg în [2].

— Cînd temperatura de început de extruziune este situată peste temperaturile din intervalul optim de deformare.

Datorită faptului că temperatura de început de extruziune este foarte aproape de temperatura de fragilitate la cald, viteza de extruziune posibilă scade la valori foarte mici, orice depășire ducînd la fisurarea produsului. Ca atare, pentru toate cazurile în care temperatura de deformare nu este situată în intervalul optim, calitatea produselor ce se obțin este discutabilă.

—Creșterea de temperatură peste temperatura de început de extruziune este dată de efectul termic al deformației. Cantitatea de căldură rezultată în acest caz și absorbită de bilet sau disipată în SDV-uri și recipientul de presare depinde direct de viteza de extruziune.

Pentru o temperatură de început de extruziune dată (*t*) alura curbei de variație a vitezei admisibile de deformare, la extruziune, funcție de raportul de extruziune este cea dată în figura 2 [2]. Această variație a fost obținută la deformarea unor aliaje cu durificare prin precipitare, la care comportarea la deformare este influențată de existența precipitatelor nedizolvate în soluție solidă.

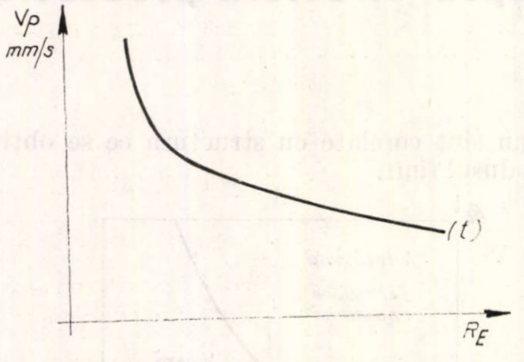


Fig. 2. Variația vitezei admisibile a pistonului funcție de raportul de extruziune la o temperatură dată [2].

3. Experimentări

În cazul aliajelor de aluminiu fără durificare prin precipitare curba variației vitezei de extruziune ia forma din figura 3. Să presupunem că există suprapuse două curbe similare cu cea din figura 2. Pentru a verifica tipul de structură ce se obține la extruziunea produselor, cu viteze situate în diverse puncte ale diagramei au fost efectuate experimentări, în regim industrial, pentru extruziunea a patru bare marcate cu numerele 1, 2, 3, 4, de secțiune rotundă, cu viteze și raport de extruziune așa cum se vede în figura 3.

4. Discuția rezultatelor

La temperatura optimă de extruziune, indiferent de raportul de extruziune și viteza de extruziune proprii fiecărui produs în parte, au fost obținute la toate produsele macrostructuri transversale și longitudinale corecte. În figura 4 se observă o astfel de macrostructură transversală, iar în figura 5 macrostructura longitudinală a aceluiași produs.

Se observă absența oricărui defect de tipul stratului recristalizat cu grăunțe grosolane sau a fisurilor de fragilitate la cald.

În ceea ce privește microsctructurile obținute se prezintă două categorii diferite.

— microstructura cu punerea în evidență a limitelor de grăunțe la exteriorul produselor extrudate (fig. 3.1.1. ... 3.1.4).

— microstructura cu punerea în evidență a limitelor de grăunțe la interiorul produselor extrudate (fig. 3.2.1. . . .3.2.4).

Cifra a treia din simbolul figurii corespunde cu cifra marcată pe diagrama de viteză, adică arată cît de aproape se situează viteza de extruziune a fiecărui produs de curba *A* și *B*.

În ceea ce privește microstructurile din exteriorul barelor se observă următoarele :

— Pentru bara cu diametrul 45 mm (fig. 3.1.1.), o structură recristalizată apărută pe fondul grăunțelor alungite, cu efect de presă.

— Pentru bara cu diametrul de 80 mm (fig. 3.1.2.) o structură recristalizată complet, însă cu grăunțe mai fine datorită faptului că la un diametru atît de mare al produsului efectul termic dat de frecarea pe matriță nu mai are o pondere atît de mare.

— Pentru bara cu diametrul de 28 mm (fig. 3.1.3.) o structură recristalizată complet, pe fondul grăunțelor cu efect de presă, cu delimitarea netă a limitelor de grăunțe ce precede fenomenul de supraîncălzire.

— Pentru bara cu diametrul de 60 mm (fig. 3.1.4.) o structură complet recristalizată, cu aspect de început de supraîncălzire.

Se observă că are loc o recristalizare completă cu tendințe de supraîncălzire atunci cînd se depășește curba *B* de variație a vitezei (fig. 3.1.4.). Totodată, în aceactă zonă microstructura obținută este influențată de creșterea de temperatură datorită frecărilor de recipientul de presare și de matriță. În porțiunea centrală a barelor influențează numai efectul termic al deformației. Întrucît forma curbelor *A* și *B* este dependentă de raportul de extruziune și totodată experimentările au fost efectuate la temperatura optimă de deformare pentru toate produsele, diferențele de structură vor fi corespunzătoare diferențelor relative de viteză.

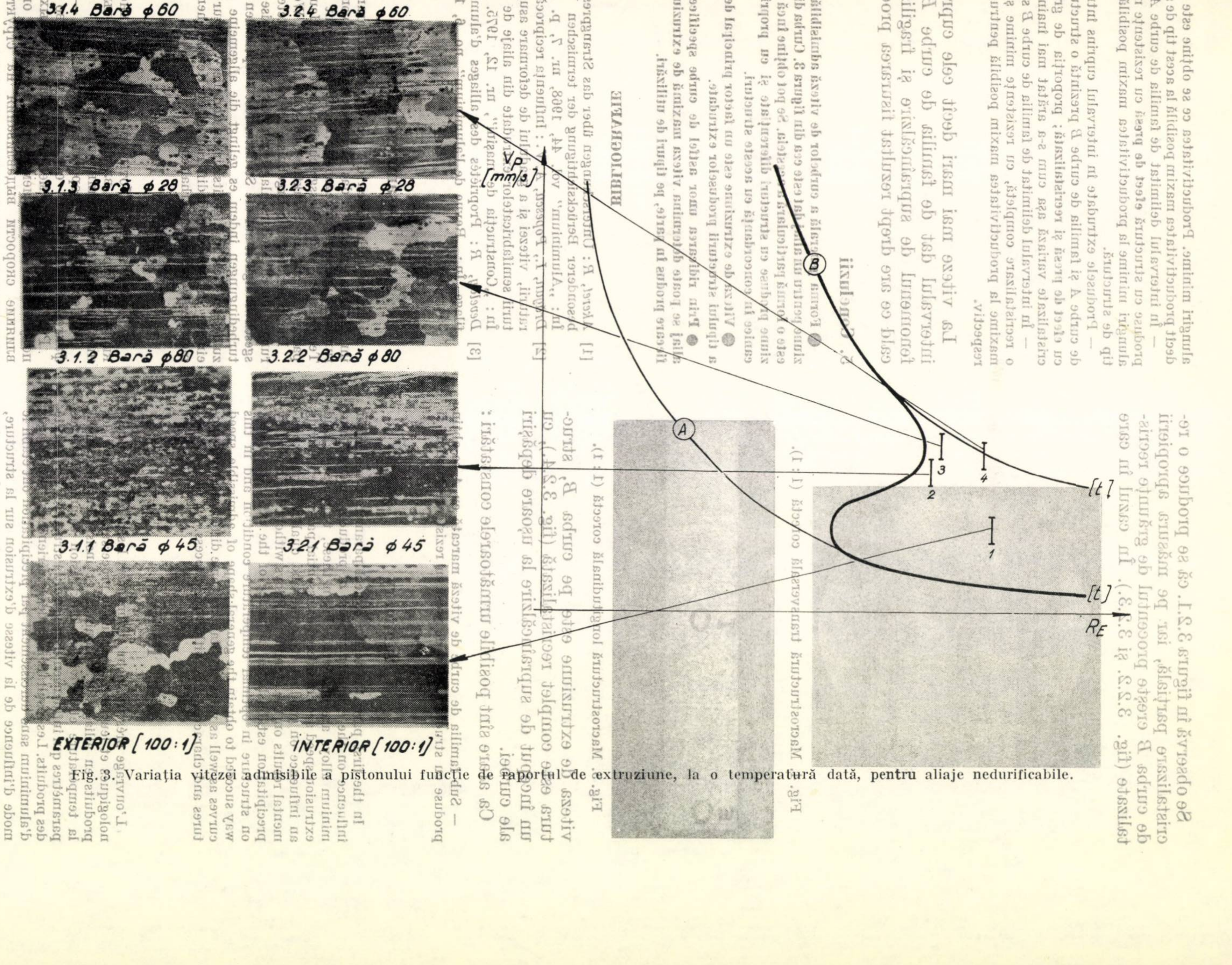


Fig. 3. Variația vitezei admisibile a pistonului funcție de raportul de extruziune, la o temperatură dată, pentru aliaje nedurificabile.

Se observă în figura 3.2.1. că se produce o recristalizare parţială, iar pe măsura apropierii de curba *B* creşte procentul de grăunţe recristalizate (fig. 3.2.2. şi 3.2.3.). În cazul în care viteza de extruziune este pe curba *B*, structura este complet recristalizată (fig. 3.2.4.), cu un început de supraîncălzire la uşoare depăşiri ale curbei.

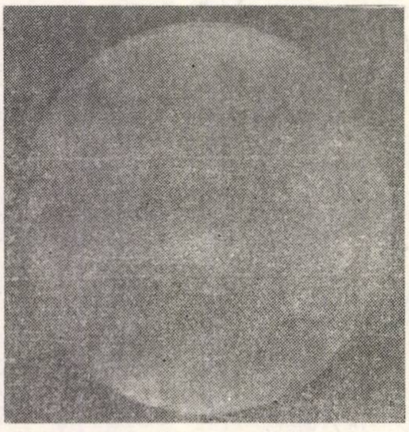


Fig. 4. Macrostructură transversală corectă (1 : 1).

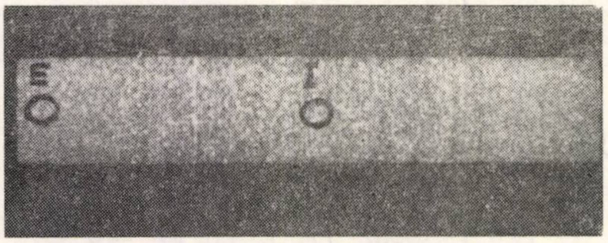


Fig. 5. Macrostructură longitudinală corectă (1 : 1).

Ca atare sînt posibile următoarele constatări :

— Sub familia de curbe de viteză marcată cu *A* se obţin produse cu structură **efect de presă** cu rezistenţe maxime şi alungiri minime. Productivitatea ce se obţine este mai mică decît productivitatea maxim posibilă la acest tip de structură.

— În intervalul delimitat de familia de curbe *A* se obţin produse cu structură **efect de presă** cu rezistenţe maxime şi alungiri minime la productivitatea maxim posibilă la acest tip de structură.

— Produsele extrudate în intervalul cuprins între familia de curbe *A* şi familia de curbe *B* prezintă o structură mixtă cu **efect de presă** şi **recristalizată**; proporţia de grăunţe recristalizate variază aşa cum s-a arătat mai înainte.

— În intervalul delimitat de familia de curbe *B* se produce o recristalizare completă, cu rezistenţe minime şi alungiri maxime la productivitatea maxim posibilă pentru produsul respectiv.

La viteze mai mari decît cele cuprinse în intervalul dat de familia de curbe *B* apare fenomenul de supraîncălzire şi fragilizare la cald ce are drept rezultat fisurarea produsului.

5. Concluzii

- **Forma generală a curbelor de viteză admisibilă de extruziune pentru un aliaj dat este cea din figura 3. Curba din figura 2 este o formă particulară a acesteia. Se pot obţine încă din extruziune produse cu structuri diferenţiate şi cu proprietăţi mecanice în concordanţă cu aceste structuri.**
- **Viteza de extruziune este un factor principal de influenţă a tipului structurii produselor extrudate.**
- **Prin ridicarea unor astfel de curbe specifice fiecărui aliaj se poate determina viteza maximă de extruziune pentru fiecare produs în parte, pe tipuri de utilizări.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Akeret, R*: Unterschungen über das Strangpressen unter besonderer Berücksichtigung der termischen Vorgänge. În: ,,Aluminium'' vol. 44, 1968, nr. 7, p. 412—415.

[2] *Drăgan, I., Popescu, A. V.*: Influenţa reciprocă a temperaturii, vitezei şi a gradului de deformare asupra structurii semifabricatelor extrudate din aliaje de aluminiu. În: ,,Construcţia de maşini'', nr. 12, 1975. pag. 591.

[3] *Develay, R*: Propriétés des alliages d'aluminium de filage. În: ,,Revue de l'aluminium'', no 6, 1974, pag. 345—368.

Summary

In the first part, the techniological parameters and their influence on the extrusion process of products made of aluminium alloys are presented. From these, temperature and extrusion speed are considered as essential parameters having an influence on product structure and quality. The experimental results on the aluminium alloys without hardening by precipitation establish the influence of the extrusion speed, on structure in optimal temperature condition and in this way succeed to obtain the general shape of admissible speed curves as well as ways of obtaining some differentiated structures and characteristics within the process.

Résumé

L'ouvrage présente pour commencer, les paramètres technologiques et leur influence sur le processus d'extrusion des produits en alliages d'aluminium, et insiste ensuite sur la la température et la vitesse d'extrusion comme étant les paramètres qui influencent le plus sur la structure et la qualité des produits. Les résultats issus des expériences sur les alliages d'aluminium sans durcissement par précipitation ont établi le mode d'influence de la vitesse d'extrusion sur la structure, dans les meilleures conditions de température. On a ainsi obtenu la forme générale des courbes de vitesse admissible, et les possibilités de réalisation de certaines structures et caractéristiques distinctes au cours du processus.

Zusammenfassung

Im ersten Teil werden die technologische Parameter und ihr Einflussgewicht auf das Stranggiessenablauf von Alulegierungserzeugnissen angegeben. Daraus bespricht man die Temperatur und Giessgeschwindigkeit als Haupteinfluss parameter auf die Struktur und Qualität der Werkstücke.

Die experimentelle Ergebnisse für nichtgehärtete Alulegierungen durch Niederschlag legen die Einflussweise der Giessgeschwindigkeit auf die Struktur fest in optimalen Temperaturbedingungen indem es gelingt die allgemeine Form der zulässigen Geschwidigkeitskurven und die Wege zur Erzielung einiger Strukturen und differenzierten Kennzeichen im Rahmen des Vorgangs zu erhalten.

Резюме

В первой части работы представлены технологические параметры и их влияние на процесс выдавливания деталей из алюминиевых сплавов.

Температура и скорость выдавливания — главные факторы влияния на структуру и качество деталей.

Результаты экспериментов на алюминиевых сплавах полученых осаждением без твердения описывают влияние скорости выдавливания на структуру при оптимальных температурных условиях.

Также представлены кривую допускаемой скорости и методы получения структур и различных характеристик во время процесса.

CZ: 669.715 : 539.374 : 534.321.9

Cercetări fractografice asupra aliajului Al—Cu—Mg deformat plastic în cîmp ultrasonic

Ing. N. **ATANASIU** – Institutul politehnic – Bucureşti

Fiz. P. **NIŢĂ** – Institutul de mecanică a fluidelor şi construcţii de avioane (IMFCA) – Bucureşti

Mat. I. **HORTOPEANU** – Institutul politehnic – Bucureşti

Studiile întreprinse în ultimii zece-cincisprezece ani cu ajutorul microscopului electronic prin transmisie şi mai recent cu microscopul electronic cu baleiaj (MEB) au arătat că suprafeţele de rupere ductilă au o formă specifică cu numeroase cratere denumite **cupules** sau **dimples**. Formarea craterelor are la bază mecanismul de iniţiere, creştere şi coalescenţă a microgolurilor în condiţiile deformării plastice continue a metalului [1 — 4].

Datorită răspîndirii neuniforme a microgolurilor la limitele dintre particulele intermetalice şi matrice, dintre grăunţe şi în aglomerările de dislocaţii suprafeţele de rupere prezintă frecvent o gamă largă de dimensiuni ale craterelor chiar în cadrul unor zone mici [5].

Prezenţa particulelor intermetalice, mărimea şi dispersia lor în matrice, exercită o puternică influenţă asupra iniţierii şi coalescenţei microgolurilor [6]. Aceasta se explică prin faptul că în timpul deformării diferenţa dintre proprietăţile elastice şi plastice ale precipitatelor intermetalice şi ale matricei determină apariţia microgolurilor la interfaţă precipitat — matrice înainte de a se propaga fisura.

Pe de altă parte, caracteristicile ruperii depind şi de natura internă a metalelor şi a aliajelor [7]. Astfel, aluminiul se rupe ductil la tracţiune chiar şi la temperaturi care se apropie de zero absolut, în timp ce fierul, molibdenul, zincul şi altele au o comportare ductilă la temperaturi înalte, dar la temperaturi joase se comportă fragil. Aceasta sugerează că diferiţi parametri microstructurali exercită o puternică influenţă asupra modului de rupere şi a aspectului suprafeţelor de rupere.

Această lucrare îşi propune să studieze cum influenţează deformarea plastică în cîmp ultrasonic [8] procesele de rupere ductilă la aliajul de tip Al — Cu — Mg. Deformarea plastică a constat în tragerea cu o viteză constantă de 16 m/min şi cu gradul de deformare (L_f/L_0) în limitele de $\lambda = 1{,}1 \ldots 1{,}86$. S-au realizat produse din aliajul AlCuMg 1, la care deformarea a fost însoţită de iradiere cu ultrasunete cu o frecvenţă de 16 kHz şi o intensitate de 15 W/cm^2. Pe epruvetele prelevate din produsul iradiat şi din cel tras convenţional s-au determinat caracteristicile mecanice la tracţiune cu ajutorul unei maşini Zwick 7045. În figura 1 sînt date comparativ aceste caracteristici şi se observă că valorile limitei de curgere şi a rezistenţei la rupere în cazul probelor prelevate din produse trase în cîmp ultrasonic se află sub cele obţinute pe probe trase convenţional. În schimb alungirea prezintă valori mai ridicate. Scăderea sistematică a limitei de curgere şi a rezistenţei la rupere precum şi creşterea alungirii epruvetelor confirmă ipoteza micşorării ecruisării prin iradierea metalelor cu ultrasunete în timpul deformării plastice.

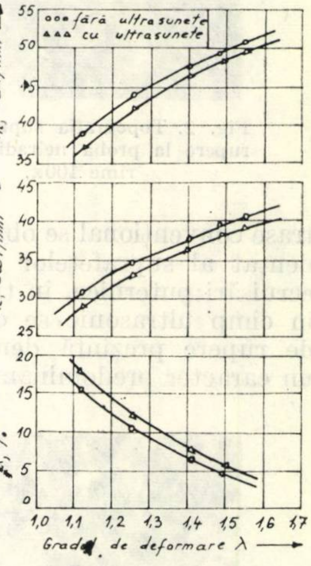


Fig. 1. Dependenţa proprietăţilor, mecanice ale aliajului Al Cu$_4$ Mg$_1$ funcţie de gradul de deformare.

Influenţa deformării în cîmp ultrasonic asupra ruperii s-a studiat comparativ cu suprafeţele de rupere de pe probele prelevate din produse trase convenţional, cu ajutorul unui microscop electronic cu baleiaj tip JSM 50 A lucrînd cu electroni secundari la o tensiune de accelerare de 25 kV.

Suprafeţele de rupere s-au analizat aşa cum au rezultat din ruperea probelor fără nici un fel de pregătire suplimentară. Prin studierea fracturilor de pe probele deformate cu $\lambda = 1{,}5$ s-a urmărit topografia acestora forma şi distribuţia craterelor caracteristice aliajului tip Al — Cu — Mg deformat în/fără cîmp ultrasonic. S-a urmărit cuprinderea în cîmpul de observaţie a unui număr cît mai mare de cratere, pentru a permite aprecierea aspectului suprafeţei de rupere, distribuţia şi dimensiunile craterelor, la măriri pînă la 1000 × şi tendinţa de formare a microgolurilor la măriri pînă la 10000 ×.

În figurile 2 şi 3 se arată topografia suprafeţelor de rupere ductilă obţinută pe zona centrală a probelor trase la rece fără/în cîmp ultrasonic. În figurile 4 şi 5 sînt prezentate aceleaşi probe la mărire mai mare. În cazul probelor trase convenţional se observă aspectul mai accidentat al suprafeţelor de rupere datorit unei ecruisări puternice, în timp ce la probele trase în cîmp ultrasonic se constată că suprafeţele de rupere prezintă denivelări neînsemnate şi un caracter predominant ductil din cauza unui proces mai puţin intens de ecruisare. De asemenea, craterele cu diametre mai mici sînt mai numeroase ca urmare a creşterii microgolurilor pînă la punctul de coalescenţă fără interferenţă cu precipitatele vecine. Datorită deformării plastice uniforme pe direcţia tensiunii aplicate craterele sînt dispuse echiaxial atît pe probele trase convenţional cît şi pe probele prelevate din produse trase în cîmp ultrasonic.

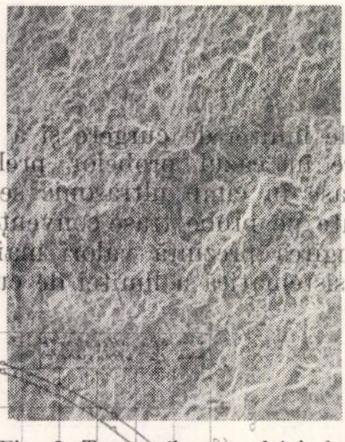


Fig. 2. Topografia suprafeţei de rupere la proba neiradiată; mărime 100x.

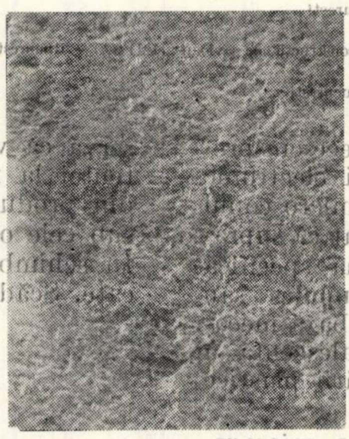


Fig. 3. Topografia suprafeţei de rupere la proba iradiată; mărire 100x.

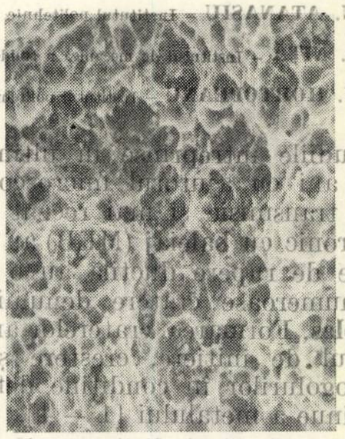


Fig. 4. Topografia suprafeţei de rupere cu denivelări pronunţate; probă iradiată; mărire 1000x.

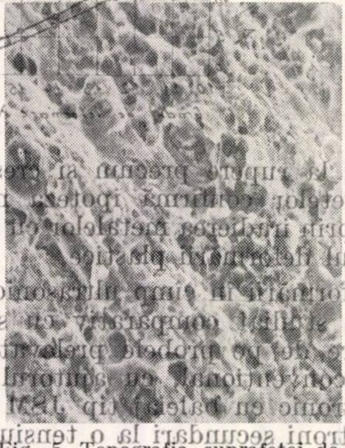


Fig. 5. Topografia suprafeţei de rupere cu caracter predominant ductil mărire 1000x.

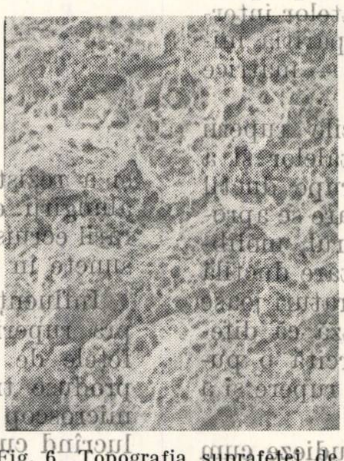


Fig. 6. Topografia suprafeţei de rupere cu cîmp de fisuri; mărire 300x

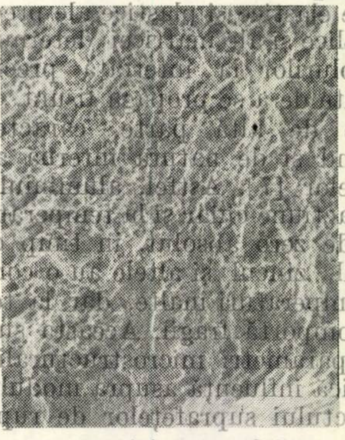


Fig. 7. Topografia suprafeţei de rupere lipsită de fisuri; mărire 300x.

În figura 6 se pun din nou în evidenţă suprafeţele de rupere cu caracter accidentat şi un cîmp de fisuri în straturile superficiale ale probei trase convenţional, în timp ce în probele deformate în cîmp ultrasonic reprezentate în figura 7 se observă în aceeaşi zonă apariţia craterelor chiar de la începutul ruperii şi lipsa totală de fisuri. În figura 8 se pune în evidenţă un alt cîmp de fisuri pe proba trasă convenţional, fisurile avînd lungimi de ordinul a 60 ... 80 μm. În figura 9 se prezintă microfotografia obţinută din acelaşi produs, care însă a fost tras în cîmp ultrasonic, unde se observă că fisurile lipsesc.

În ambele cazuri se constată un aspect ductil de rupere, iar craterele prezintă o formă parabolică datorită deformării plastice a metalului pe direcţia tensiunii aplicate şi a deformării prin forfecare pe planul tensiunii tangenţiale. Apariţia fisurilor în straturile superficiale ale probelor prelevate din produsele trase convenţional se poate explica prin solicitarea puternică în timpul tragerii, determinată de frecarea intensă la interfaţa sculă-metal.

În figurile 10 și 11 se prezintă topografiile suprafețelor de rupere și se pune în evidență tendința de inițiere a microgolurilor pe precipitate, microgoluri care provoacă concentrări de tensiuni și stare de tensiune triaxială, precum și factorii fizico-chimici de care depind nului de inițiere și de creștere a microgolurilor, deci o tenacitate mai mare a materialului. Modificarea aspectului ruperii datorită cîmpului ultrasonic s-a determinat și prin măsurarea diametrelor craterelor de pe suprafețele de rupere . În acest scop s-au măsurat diametrele a

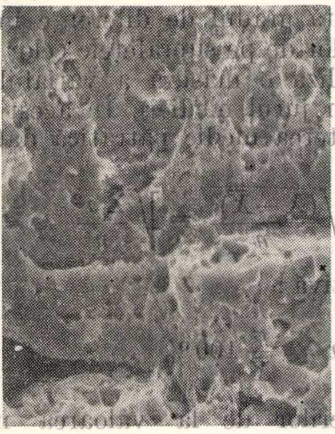


Fig. 8. Topografia suprafeței de rupere cu fisuri de ordinul 60...80μ ; mărire 1000×.

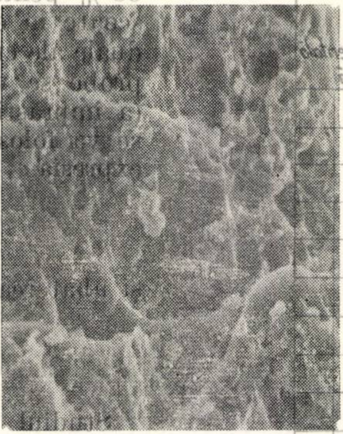


Fig. 9. Topografia suprafeței de rupere cu cratere de formă parabolică probă iradiată ; mărire 1000×.

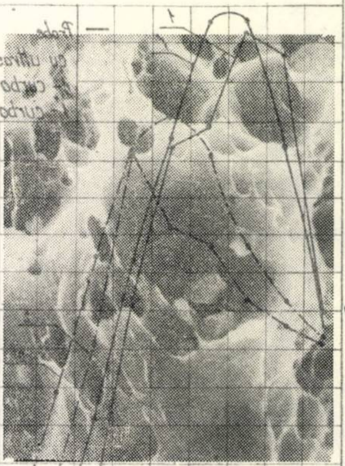


Fig. 10. Topografia suprafeței de rupere ductilă cu cratere inițiate pe precipitate ; mărire 5000×.

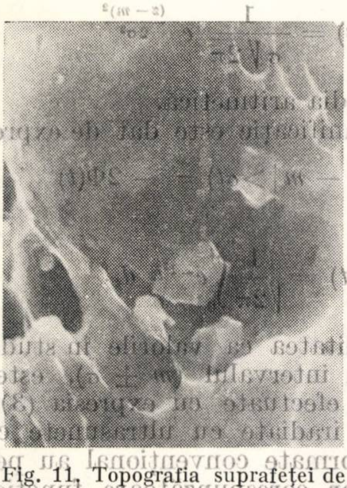


Fig. 11. Topografia suprafeței de rupere ductilă cu cratere inițiate pe precipitate ; mărire 10 000×.

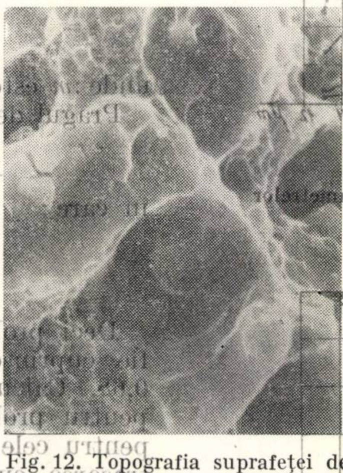


Fig. 12. Topografia suprafeței de rupere ductilă cu cratere inițiate pe precipitate probă iradiată ; mărire 5000×

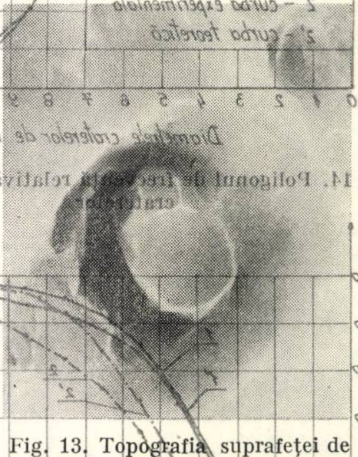


Fig. 13. Topografia suprafeței de rupere ductilă cu cratere inițiate pe precipitate probă iradiată, mărire 10 000×.

rezistența la coroziune a precipitatelor și legătura dintre matrice și precipitat. Se observă că datorită legăturii slabe dintre precipitat și matrice liniile de curgere deviază de la axa de deformație, provocînd detașarea aproape completă a precipitatului de matrice. Particula devine **pierdută** în cavitatea extinsă.

În figurile 12 și 13 se prezintă microfractografiile obținute pe probe din același produs, care însă a fost deformat plastic în cîmp ultrasonic. Și în acest caz inițierea microgolurilor s-a produs tot pe precipitate, dar se vede că datorită unei presiuni mai mari și legăturii mai puternice matricea curge mai aproape de precipitat. Acest lucru determină o micșorare a fenomeo mie de cratere pe fiecare probă la măriri de 1 000 × cu ajutorul unui Quantimet 720 cuplat la microscopul electronic cu baleiaj. Valorile diametrelor între 1... 10 μm au fost repartizate în nouă clase, iar valorile sub 1 μm și peste 10 μm în două clase suplimentare.

Pe baza datelor obținute din măsurători s-au construit în figura 14 diagrame care reprezintă poligonul de frecvență relativă. Din figură rezultă că în proba iradiată cu ultrasunete frecvența atinge un maxim la 17,3 % pentru cratere cu dimensiuni cuprinse între 2 și 3 μm, în timp ce în proba prelucrată prin procedeul convențional maximul obținut atinge 14,2% pentru diametrele craterelor cuprinse între 5 și

6 μm. Poligonul frecvenţelor în cazul ambelor probe prezintă din cauza neomogenităţii materialului, un al doilea maxim relativ mic pentru cratere între 10 şi 11 μm, ceea ce reprezintă numai 5,7 % în cazul probei neiradiate şi 2,5 %

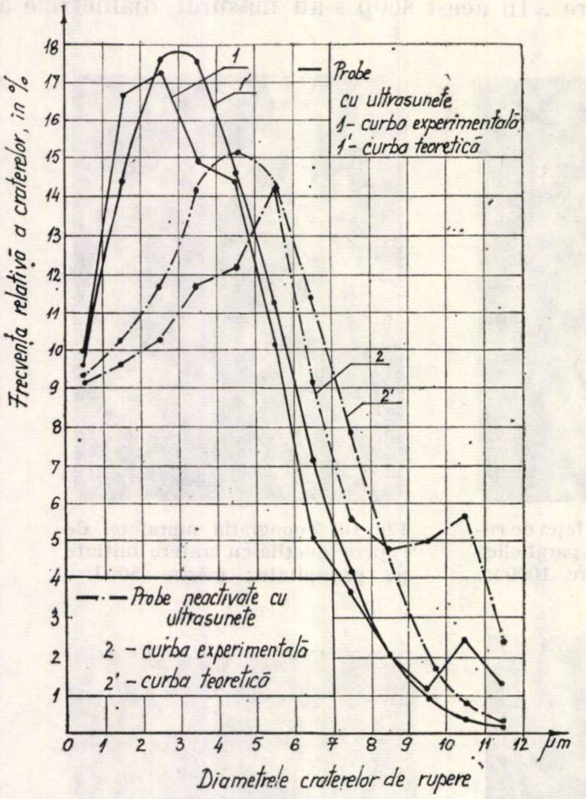


Fig. 14. Poligonul de frecvenţă relativă a diametrelor craterelor.

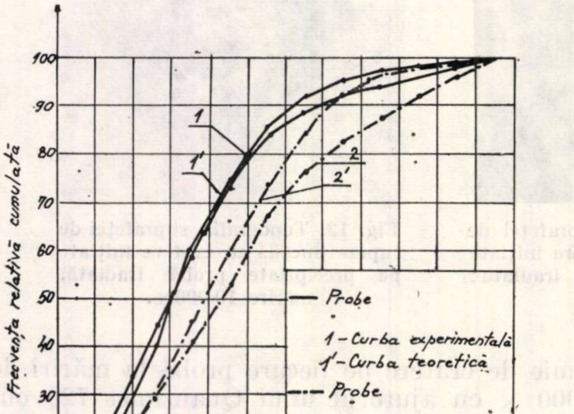


Fig. 15. Curbele cumulate ale frecvenţelor.

pentru proba prelucrată în cîmp ultrasonic. Comportarea materialului deformat prin cele două tehnologii se poate observa şi mai bine studiind curbele cumulate ale frecvenţelor din figura 15. Curba probelor iradiate cu ultrasunete se situează pentru orice punct sub cea a probei prelucrate convenţional. Pentru exemplificare arătăm că procentul craterelor cu diametre pînă la 3 μm este de 43,9 % pentru probe iradiate şi numai de 29 % pentru cele neiradiate, iar procentul de cratere cu diametrul pînă la 5μm este de 73,3 % pentru primul caz şi de 53 % pentru cel de-al doilea caz. Pentru a scoate în evidenţă gradul de diferenţe individuale ale craterelor de pe suprafeţele celor două probe se va utiliza o măsură a variabilităţii (a împrăştierii în jurul mediei). În acest scop se va folosi abaterea medie pătratică dată de expresia :

$$\sigma = \sqrt{\frac{(X-\bar{X})^2}{n}} = \sqrt{\frac{\Sigma x^2}{n}} \qquad (1)$$

şi abaterea relativă :

$$v = \frac{\sigma}{\bar{X}} 100\,\% \qquad (2)$$

Studiul abaterilor de la valoarea medie $t = z - m$ a permis constatarea că acestea sînt dispuse după o repartiţie normală de densitate dată de expresia :

$$p(z) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{(z-m)^2}{2\sigma^2}} \qquad (3)$$

unde :m este media aritmetică.

Pragul de semnificaţie este dat de expresia :

$$p(|z - m| > \sigma t) = -2\Phi(t) \qquad (5)$$

în care :

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^t e^{-t^2/2}\, d_t$$

Deci probabilitatea ca valorile în studiu să fie cuprinse în intervalul ($m \pm \sigma$), este de 0,68. Calculele efectuate cu expresia (3) atît pentru probele iradiate cu ultrasunete cît şi pentru cele deformate convenţional au permis trasarea curbelor corespunzătoare funcţiei de frecvenţă în figura 14.

S-a ajuns la concluzia că aceasta poate fi aproximativă cel mai bine cu o repartiţie de tip Weibull de forma :

$$O(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^{\beta}} \qquad (5)$$

Întrucît funcţia (5) depinde de trei parametri – (γ, η şi β) – aceştia sînt astfel determinaţi încît $O(t)$ să aproximeze cît mai bine funcţia de repartiţie empirică $O_E(t)$. Precizia aproximării s-a studiat cu ajutorul criteriului de concordanţă Kolmogorov de forma :

$$\Lambda = \Delta O_{max}\sqrt{n} = |O(t) - O_E(t)|_{max}\sqrt{n} \qquad (6)$$

Dacă $\Lambda < \Lambda_q$ aproximarea este bună, iar Λ_q s-a obţinut din tabele, la un prag de semnificaţie ales.

În cazul probelor iradiate valorile parametrilor determinate de autori sînt : $\gamma = 1{,}14$; $\eta = 4{,}9$; şi $\beta = 2{,}1$.

Deci :

$$\Lambda = 0{,}039 \sqrt{12} = 0{,}14 < 1{,}36$$

iar pentru probele prelevate din produse trase convenţional : $\gamma = 4{,}20$; $\eta = 9$ şi $\beta = 3{,}2$.

Prin urmare :

$$\Lambda = 0{,}102 \sqrt{12} = 0{,}35 < 1{,}36$$

Curbele de frecvenţă pentru probele deformate fără /în cîmp ultrasonic sînt trasate în figura 15. Caracteristicile imaginilor obţinute fractografice determină următoarele concluzii :

La tracţiunea probelor trase convenţional, în faza iniţială a deformaţiei plastice s-a produs nucleerea microgolurilor pe precipitate sau pe grupe de precipitate ; în faza următoare a deformaţiei a avut loc creşterea unui număr redus de goluri pînă la punctul de coalescenţă, prin formarea de goluri mai restrînse ca număr ; în faza finală s-a produs nucleerea, creşterea şi coalescenţa numeroaselor goluri mici care au determinat ruperea legăturilor dintre golurile mari. Ca urmare s-au format suprafeţe de rupere cu numeroase cratere, în majoritatea lor avînd dimensiuni între 4 şi 6μ. În ceea ce priveşte probele obţinute din produsele trase în cîmp ultrasonic, microgolurile nucleate pe precipitate au putut să crească uniform pînă la punctul de coalescenţă, fără interferenţa cu precipitatele aflate în imediata vecinătate. Ca rezultat s-au format mai puţine nuclee de rupere împrejurul precipitatelor, fapt ce a determinat o creştere a ductilităţii şi deci a deformabilităţii plastice. Craterele formate au dimensiuni mai mici, în majoritate între 2 şi 4μ. În acest caz nucleerea, creşterea şi coalescenţa microgolurilor au fost influenţate nu numai de dispersia şi mărimea precipitatelor ci într-o mare măsură şi de gradul de ecruisare a matricei.

Pe scurt, cercetările fractografice au arătat că prelucrarea metalelor şi aliajelor prin deformare plastică în cîmp ultrasonic influenţează procesul de rupere confirmînd ipoteza scăderii ecruisării prin iradierea metalului cu ultrasunete.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Leibovitz, H.* : Fracture, An Andvanced Treatise, Vol. I, Academic Press, New York, 1968.

[2] *Burghard, H. C.* : The influence of Precipitate Morphology on Microvoid Growth and Coalescence in Tensile Fractures, Metallurgical Transactions vol. 5, Septembrie 1974.

[3] *Gurland, J., Plateau, J.* : The Mechanism of Ductile Rupture of Metals Containing Inclusions, Transactions of the ASM Vol. 56, 1963, pag. 442.

[4] *Petch, N.* : Toughness and Brittlenes of Metals, Institution of Metallurgists, Interscience Publishers Inc., New York 1961.

[5] *Barret, Ch.* : Structure of Metals, McGraw-Hill Company, New York, 1966.

[6] *Beachem, C. D.* : An Electron Fractografic Study of the Influence of Plastic Strain Conditions Upon Ductile Rupture Procceses in Metals, Transactions of the ASM vol. 56, 1963, pag. 318.

[7] *Crussard, C. s.a.* : A Study of Impact Tests and Mechanism of Brittle Fracture, Journal of the Iron and Steel Institute, iunie 1956.

[8] *Atanasiu, N.* : Asupra comportării particulelor dure din materiale metalice la deformare plastică printr-o matriţă conică. Sesiunea de comunicări ştiinţifice ICPTSC-Bucureşti 20–22 mai 1974,

[9] *Ciucu, G., Craiu, V.* : Introducere în teoria probabilităţilor şi statistica matematică, Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1971.

Summary

The paper presents the fractographical researches on the Al-Cu–Mg type alloy formed in ultrasonic field. The results obtained pointed out the fact that the process of start, increase and coalescence of the microcavities and the formation of craters on the interface depend not only on the size and dispersion of precipitates from matrix but also on the matrix cold-hardening degree. The experiments made confirmed the theory of the cold hardening decrease by irradiation with ultrasonics during metal forming.

Résumé

L'ouvrage présente les recherches fractographiques sur l'alliage du type Al–Cu–Mg soumis à la déformation plastique en champ ultrasonique. Les résultats obtenus ont demontré que le processus d'amorçage, de croissance et de coalescence des micro-cavités ainsi que la formation de cratères sur la surface de rupture dépendent non seulement de la grandeur et de la dispersion des précipités de la matrice, mais aussi du degré d'écrouissage de la matrice. Les expérimentations effectuées ont confirmé l'hypothèse de la décroissance de l'écrouissage par irradiation avec ultrasons lors de la déformation plastique.

Zusammenfassung

In der Arbeit beschreibt man fraktographische Untersuchungen der im Ultraschallfeld umgeformten Legierung Typ Al–Cu–Mg. Die erhaltenen Ergebnisse beweisen, dass das Einleitungs –, Wachstum – und Koaleszenzverfahren der Mikroholräume sowie Kraterbildung an der Rissoberfläche nicht nur von der Grösse und Streuung der Niederschläge aus der Matrize sondern auch vom Verfestigungsgrad der Matrize abhängt. Die Erfahrungen bestätigen dass Ultraschallbehandlungen während der Umformung die Verfestigung verminderen.

Резюме

В данной статье представлены фрактографические исследования Al—Cu—Mg сплава пластически—деформированного в ультразвуковом поле. Полученные результаты показывают, что процесс формирования, роста и коалесценций микрополостей и образование кратеров на поверхностях обрыва зависят не только от размера и дисперсии преципитатов основного элемента но и от степени выдавливания этого элемента.

Экспериментами оправдались предположения о снижении вогдавливания под воздействием ультразвуков во время пластическом деформации.

4. *Materiale documentare*

CZ: 621.983.32 : 621.983 : 539.374

Contribuții privind realizarea din elemente modulare a ștanțelor și matrițelor pentru deformare plastică la rece

Dr. ing. Constantin **DUMITRAȘ**; ing. C. **MILITARU** – Institutul politehnic – București

Literatura de specialitate [1] arată că procedeele de realizare a unor piese prin deformare plastică la rece prezintă în comparație cu procedeele de obținere prin turnare forjare, așchiere etc. o serie de avantaje tehnico-economice.

Înlocuirea unor procedee de prelucrare prin așchiere a pieselor cu deformarea plastică la rece conduce la reducerea consumului de material cu 20...70% și a manoperei cu 50 ... ... 80% [2]. Din această cauză prelucrarea pieselor prin ștanțare, matrițare și presare volumetrică la rece cunoaște o răspîndire tot mai largă în procesul de fabricație a multor piese din construcția de mașini, industria electrotehnică și electronică, mecanică fină, aeronautică etc. Toate acestea au impus proiectanților să conceapă ștanțe și matrițe rezistente la solicitări dinamice mari și să asigure realizarea pieselor în clasele 4 ... 10 ISO. Analizînd stadiul actual de proiectare și realizare a sculelor pentru prelucrări prin deformare plastică la rece, se constată că, în condițiile existenței unui mare număr de piese cu o mare varietate de forme geometrice și mărimi dimensionale, folosirea proiectării și realizarea ștanțelor și matrițelor după procedeul clasic (pentru fiecare reper proiectarea și construirea unei ștanțe sau matrițe) este nejustificată, din punct de vedere economic. Înlăturarea acestui neajuns poate fi realizată prin folosirea ștanțelor și matrițelor confecționate din elemente modulare, procedeu care se aseamănă foarte mult cu acela întîlnit în construcția de dispozitive de lucru din elemente modulare.

Structura ștanțelor și matrițelor din elemente modulare, figura 1, se caracterizează prin aceea că ansamblul sculei se compune din elemente demontabile, realizate în funcție de rolul funcțional din structură, iar montajul acestora pe placa de bază 1 și placa de cap 2 se face în funcție de tipul sculei (simplă, succesivă, simultană sau combinată) care este determinată de gradul de complexitate geometrică a piesei și de sistemul de croire ales.

Astfel, pentru procesele tehnologice de fabricație a pieselor, prin deformare plastică la rece, bazate pe tehnologia de grup, structura ștanțelor și matrițelor se caracterizează prin aceea că : pentru o gamă de piese cuprinse într-o anumită grupă tipo-dimensională, elementele de bază ale sculei ca : placă de bază, placă de cap, coloanele de ghidare, riglele de conducere a semifabricatului, aruncătoarele opritoarele etc, se păstrează pe toată durata prelucrării lotului de piese date urmînd ca, în funcție de forma geometrică și mărimea dimensională a fiecărei piese din grupa respectivă să se înlocuiască numai poansonul și placa activă.

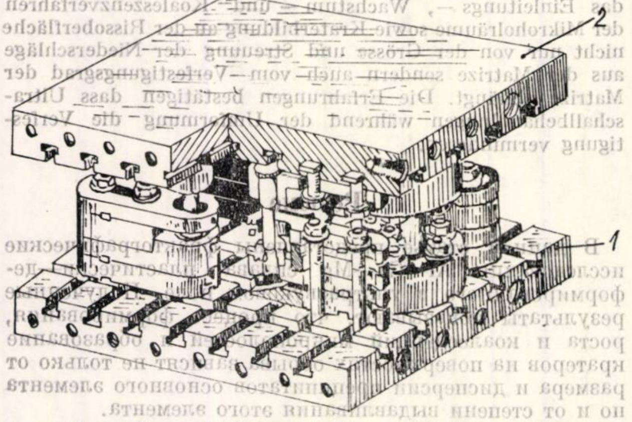


Fig. 1. Ansamblul unei ștanțe — matrițe în sistem modular [3]

În acest scop, încă de la proiectare, se va urmări ca elementele de bază ale unei ștanțe sau matrițe să capete un caracter universal, care prin montări repetate să conducă la obținerea diferitelor tipuri de scule, prezentate în figurile 2,3 și 4.

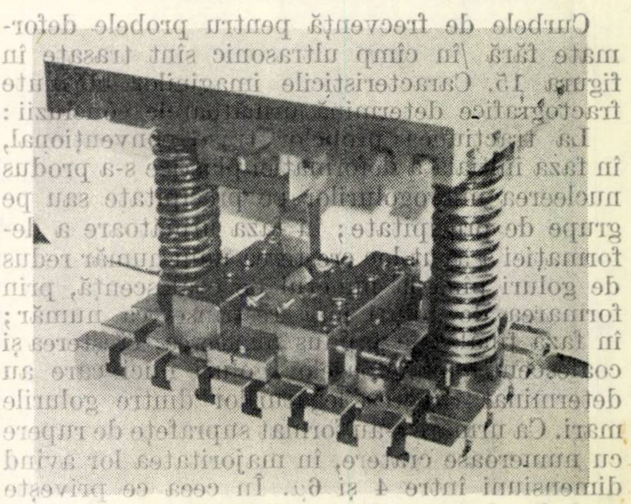


Fig. 2. Matriță de îndoit

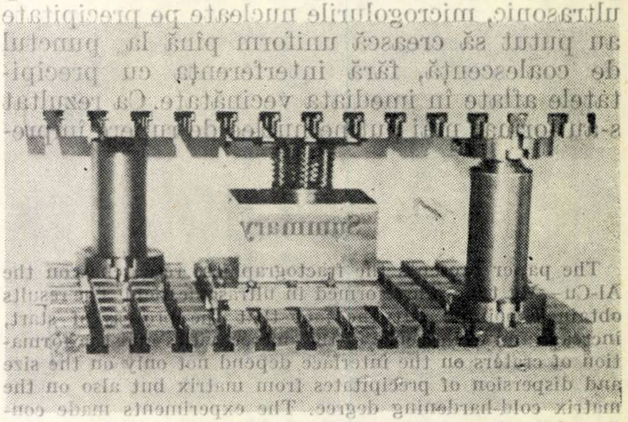


Fig. 3. Matriță de ambutisat piese cilindrice

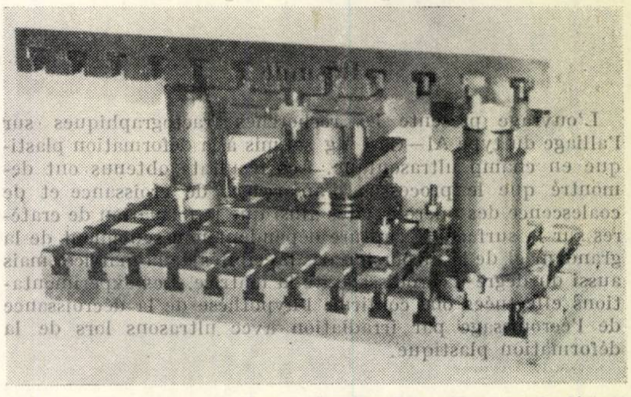


Fig. 4. Ștanță cu acțiune simultană pentru confecționat șaibe 20.

Pe baza literaturii de specialitate şi a experienţei acumulate, în cadrul catedrei de Tehnologia construcţiei de maşini din Institutul Politehnic Bucureşti, s-a ajuns la concluzia că plăcile de bază figura 5 a şi de cap figura 5 b trebuie să fie construite în forme geometrice dreptunghiulare sau rotunde, avînd gabaritul funcţie de masa presei pe care va lucra scula.

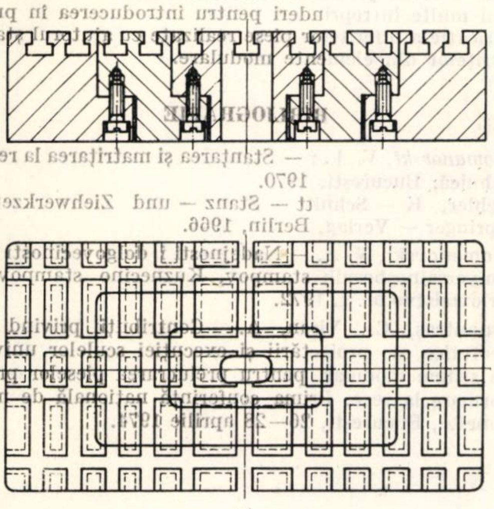


Fig. 5 a. Placă de bază modulară.

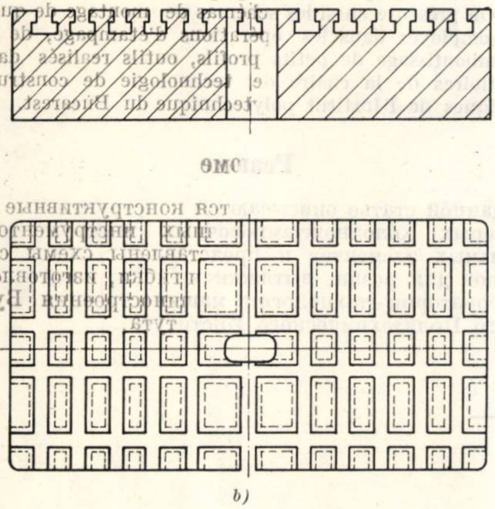


Fig. 5 b. Placă de cap.

Plăcile vor fi prevăzute cu canale „T", dispuse longitudinal şi transversal, echidistante pentru a permite fixarea pe acestea a elementelor componente ale ştanţei sau matriţei. De asemenea, asigurarea spaţiului necesar pentru eliminarea deşeului sau piesei prin partea inferioară a ştanţei sau matriţei, plăcile de bază se confecţionează din elemente amovibile (fig. 5 a), care permit obţinerea unor spaţii de evacuare în funcţie de mărimea deşeului sau piesei prelucrate. Precizia de prelucrare a suprafeţelor şi canalelor „T" trebuie să fie ridicată, iar pentru asigurarea unei bune rezistenţe mecanice în timpul funcţionării, plăcile trebuiesc confecţionate din oţel de cementare sau din fontă.

În figura 6 se prezintă una din variantele constructive a coloanelor de ghidare, care servesc la poziţionarea plăcii de cap în raport cu placa de bază. Deoarece în construcţia realizată s-a renunţat la fixarea plăcii de cap în berbecul presei, se impune, ca forţa de scoatere a discului de pe poanson să fie realizată cu ajutorul resoartelor. În acest scop coloanele modulare sînt prevăzute cu resoartele 3.

Poansoanele şi plăcile active se proiectează şi realizează în funcţie de procesul tehnologic de ştanţare, matriţare sau presare volumetrică corespunzător, care determină în cele din urmă, gradul de complexitate a elementelor respective şi a ştanţei sau matriţei în ansamblu.

Cercetările [4] arată că, pentru procesul tehnologic de prelucrare prin deformare plastică la rece, elementele active ale ştanţelor şi matriţelor cu acţiune simplă sau simultană trebuie să aibă, în secţiune transversală, formă geometrică identică cu aceea a piesei de realizat (fig. 7). În cazul ştanţelor şi matriţelor cu acţiune succesivă forma geometrică a poansoanelor, în secţiune transversală, nu trebuie să fie identică cu aceea a piesei, deoarece conturul acesteia poate fi realizat prin operaţii succesive de perforare, crestare, decupare, îndoire, ambutisare, fasonare etc (fig. 8). Prin urmare, elementele active ale ştanţelor şi matriţelor în sistem modular pot fi proiectate şi realizate după forme geometrice, în secţiune transversală, independente de forma geometrică a piesei. Realizarea oricărei ştanţe sau matriţe cu acţiune succesivă se va realiza prin montarea elementelor active pe placa de bază şi de cap, în funcţie de sistemul de croire a a semifabricatului, stabilit pe baza criteriilor tehnice şi economice.

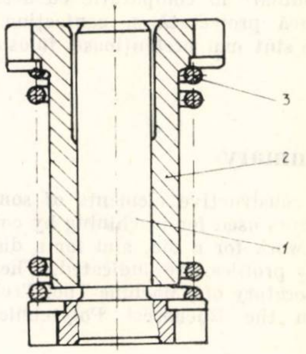


Fig. 6. Ansamblul unei coloane de ghidare.

1 — coloană ; 2 — bucşă ; 3 — arc elicoidal.

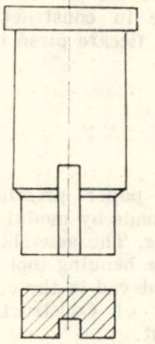


Fig. 7. Poanson.

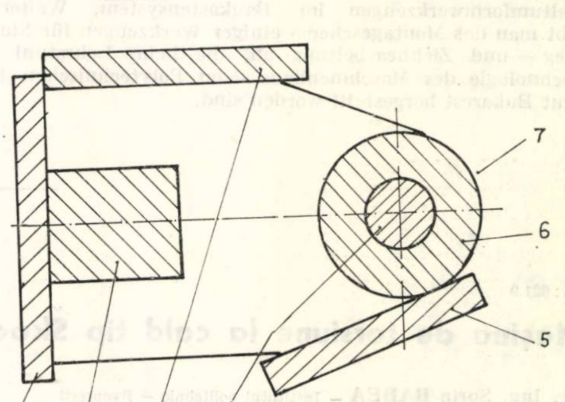


Fig. 8. Schema de principiu privind dispunerea poansoanelor pentru ştanţarea-matriţarea succesivă.

1, 3, 5, 6 — poansoane de retezat ; 2, 4 — poansoane de perforat ; 7 — placa activă pentru retezat.

Folosirea în producţie a sculelor cu elemente modulare presupune luarea unor măsuri de ordin tehnic şi organizatoric începînd cu atelierele de proiectare a ştanţelor şi matriţelor şi terminînd cu magaziile de depozitare a acestora după cum urmează :

a. Măsuri de ordin tehnic

— gruparea pieselor pe familii, după principiul înrudirii formei geometrice a desfăşuratei piesei ;

— gruparea pieselor pe tipo-dimensiuni şi stabilirea mărimilor dimensionale ale elementelor modulare ale ştanţelor şi matriţelor;

— stabilirea procesului tehnologic de executare a pieselor în vederea stabilirii tipului de ştanţe sau matriţe folosită;

— stabilirea schemei de asamblare a elementelor modulare, în vederea realizării ştanţei sau matriţei date.

b. Măsuri de ordin organizatoric

— codificarea pieselor şi a elementelor componente ale ştanţelor şi matriţelor, în sistem modular;

— confecţionarea unor seturi de elemente, modulare, necesare ştanţelor şi matriţelor;

— planificarea riguroasă a ordinei de lansare în fabricaţie a reperelor executate prin ştanţare, matriţere, presare volumetrică;

— amenajarea unor spaţii pentru depozitarea elementelor modulate pentru realizarea ştanţelor şi matriţelor prevăzute cu sectoare pentru montarea, demontarea şi întreţinerea acestora.

Din analizele efectuate rezultă că, deşi condiţiile tehnice de execuţie ale elementelor modulare în comparaţie cu acelea folosite în construcţia clasică proiectată şi confecţionată pentru fiecare piesă în parte sînt mai pretenţioase, folosirea ştanţelor şi matriţelor în sistem modular asigură pe ansamblu reducerea timpului de proiectare cu 70 ... 80%, consumului de metal pentru confecţionarea sculelor cu 50 ... 70%, costului de fabricaţie cu 60 ... 70%, suprafeţei de depozitare cu 30 ... 50%, timpului de montare şi reglare pe presă cu 20 ... 40% ş.a.

Toate acestea justifică interesul deosebit manifestat de tot mai multe întreprinderi pentru introducerea în procesul de fabricaţie a diferitelor piese realizate cu ajutorul ştanţelor şi matriţelor din elemente modulare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Romanovski, V. A.*: — Stanţarea şi matriţarea la rece. Ed tehnică, Bucureşti, 1970.

[2] Cehler, K — Schnitt — Stanz — und Ziehwerkzeuge, Springer — Verlag, Berlin, 1966.

[3] Romanovski, V. A. — Nadejnosti i dolgovecinosti sistem universalnosbornîh stampov, Kuznecino stampovocinoe priovodstvo nr. 1. 1972.

[4] Dumitraş, C., Vişan, A. — Contribuţii privind bazele teoretice ale proiectării şi execuţiei sculelor universale în sistem modular, pentru prelucrarea pieselor prin deformare la rece. Prima conferinţă naţională de maşini-unelte, Bucureşti, 26—28 aprilie 1974.

Summary

This paper presents the constructive elements of some tools made by modular elements used for machining by cold forming. The assembling network for a die, and for a dish and the bending tool for little profiles, are indicated. These are achieved in the chair laboratory of ,,Machine-Tool Technology of Construction'' in the Bucharest Polytehnical Institut.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit beschreibt man die Konstruktion einiger Kaltumformwerkzeugen im Baukastensystem, Weiterhin gibt man das Montageschema einiger Werkzeugen für Stanz-Bieg — und Ziehbearbeitung an, die beim Lehrstuhl für Technologie des Maschinenbaus — im Polytechnischen Institut Bukarest hergestellt worden sind.

Résumé

Dans cet article on décrit les éléments constructifs de quelques outils, employés à l'usinage par déformation plastique à froid. On présente aussi les schémas de montage de quelques outils employés dans les opérations d'étampage, de pliage et d'emboutissage de petits profils, outils realisés dans les laboratioires de la chaire de technologie de constructions mécaniques de l'Institut polytechnique du Bucarest.

Резюме

В данной статье описываются конструктивные части некаторых холодноштамповочных инструментов из модульных элементов и представлены схемы сборки штампов для резки, вытяжки и гибки, изготовленных в лаборатории технологии машиностроения Бухарестского Политехнического Института.

CZ; 621.9

Maşina de torsiune la cald tip Škoda

Dr. Ing. Sorin **BADEA** – Institutul politehnic – Bucureşti

În ultima vreme dintre încercările mecanice normale se utilizează pe scară tot mai largă încercarea de torsiune la cald. S-a constatat că rezultatele obţinute prin această metodă sînt mai puţin subiective. Pe de o parte deoarece în timpul încercării sînt eliminate frecările, iar pe de altă parte pentru că prezintă avantajul că permit deformaţii foarte mari în domenii ale temperaturilor şi vitezelor de deformaţie largi şi constante pe tot parcursul experimentării. De asemenea, metoda s-a dovedit rapidă, simplă şi ieftină, iar programele de deformare pot fi uşor simulate [1]. Examinarea deformabilităţii la cald cu ajutorul probelor torsionate dă posibilitatea stabilirii capacităţii materialului de a se deforma într-un interval de temperaturi dat. În acelaşi timp se poate preciza şi predispoziţia apariţiei fisurilor şi crăpăturilor (plasticitatea materialului), cu ajutorul numărului de rotaţii pînă la ruperea epruvetei. Cu aceste elemente devine posibilă precizarea intervalului optim al temperaturilor de deformare pentru fiecare material în parte, eventual pentru fiecare şarjă. În afara datelor despre deformabilitate încercarea la torsiune precizează direct interdependenţa dintre momentul de torsiune şi temperatură urmărind astfel schimbarea rezistenţei la deformare în funcţie de temperatură şi gradul de deformare în cursul răsucirii.

Toate aceste rezultate pot fi folosite cu succes pentru precizarea regimurilor termice la deformarea la cald, instalaţiile de torsiune fiind utilizabile atît pentru cercetarea proprietăţilor plastice a noilor mărci de oţeluri cît şi pentru controlul obişnuit al producţiei curente.

În acest articol se prezintă specialiştilor care lucrează în sfera deformaţiilor plastice ale matalelor o maşină de torsiune la cald executată recent în Cehoslovacia, la centrul de cercetare al uzinei „Skoda din Plzeň, compusă din patru părți principale: dispozitivul propriu-zis (fig. 1), transportorul cu cuptoarele electrice (fig. 2), tabloul de comandă, și masa de lucru (fig. 3).

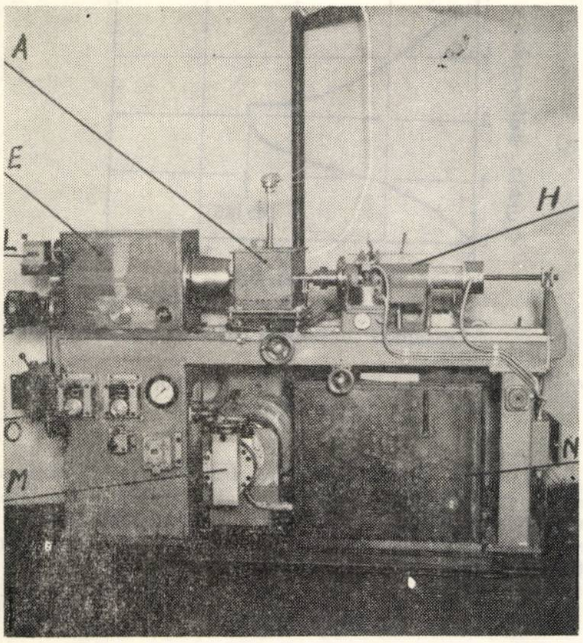


Fig. 1. Mașina de torsiune (vedere generală).

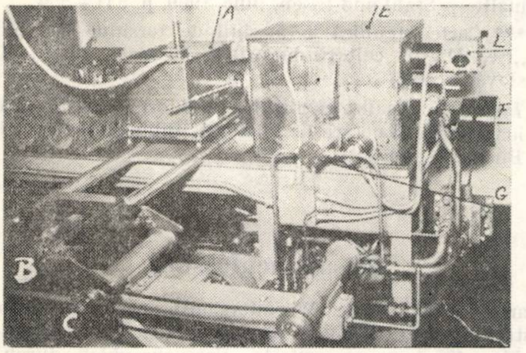


Fig. 2. Mașina de torsiune (vederea transportorului cuptoarelor)

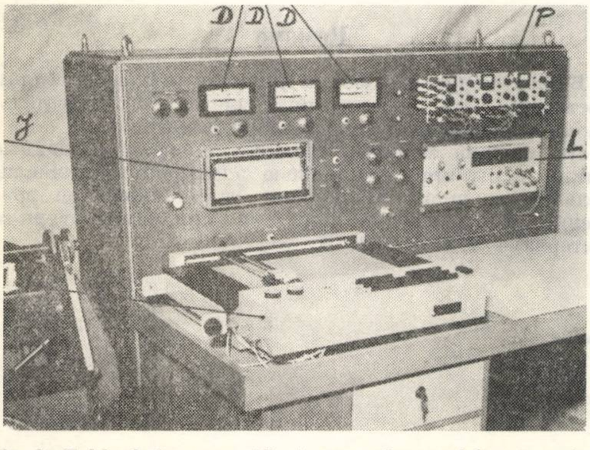


Fig. 3. Tabloul de comandă și masa de serviciu a mașinii de torsiune

Datele tehnice ale instalației sînt următoarele:

— dimensiunile L × B × H ale mașinii: 2000 × 1500 × 2200mm;
— masa: 1750 kg;
— intervalul de viteze: 3 — 1000 rot/min;
— două hidromotoare: 3—36 și respectiv 25—1000 rot/min;
— momentul de rotație maxim hidromotorului: Cu 3—36 rot/min este de 250 Nm, iar al celui cu 25—1000 rot/min de 150 Nm;
— momentul de răsucire minim la pornire: 2 Nm
— forță axială maximă: ±2000 N;
— trei cuptoare electrice cu bare de silită a 5 KW fiecare;
— temperaturile de încălzire a probelor: 200—1350°C, cu menținere automată ±5°
— productivitate: 55 de probe în opt ore.
— puterea electrică instalată 46 KW

Sumara descriere pe care o vom prezenta poate fi urmărită după figurile 1, 2, și 3.

Pentru schimbarea poziției fiecărui cuptor în punctul de lucru, rama de transfer purtătoare a cuptoarelor se deplasează cu ajutorul transportorului *C* acționat cu scripeți și lanțuri. În timp ce într-un cuptor proba pregătită se răsucește în al doilea cuptor așteaptă o nouă probă, al cărei ciclu de încălzire (max 20 mm) este în faza finală, iar în cel de-al treilea se poate preîncălzi cea de a treia epruvetă. Cele trei cuptoare se pregătesc pe rama de transfer *B* (fig. 2)

Menținerea automată a temperaturii la nivelul dorit se realizează cu ajutorul regulatoarelor *D* (fig. 3). Legăturile secundare ale tuturor pirometrelor termoelectrice sînt așezate într-un termostat de naftalină, unde sînt menținute la temperatura constantă de 80°C. Partea mecanică se compune dintr-un batiu sudat pe care se află păpușa fixă *E* cu arborele motor, în interiorul cărcia se găsesc frîna electromagnetică și cuplajele hidromotoarelor *F* și *G*. În partea dreaptă a batiului se află montată păpușa mobilă *H* pe care se pot înregistra tensometric momentul de torsiune și forțele axiale păstrînd lungimea constantă a probei.

În cursul răsucirii se poate înregistra simultan temperatura de încercare și variația momentului de torsiune precum și componenta de întindere, respectiv comprimare, care apar în timpul torsiunii probei. Pe lîngă aceste date instalația permite înregistrarea automată a numărului de răsuciri pînă la ruperea epruvetelor. Momentul de torsiune și forțele axiale pot fi înregistrate independent, primul cu un înregistrator în coordonate (poziția I — fig. 3), iar celelalte cu un înregistrator liniar cu două coloane (poziția J — fig. 3).

Viteza de rotație și numărul de rotații pînă la rupere pot fi înregistrate atît cu calculatorul, tranzistorizat TESLA — BM 445E cît și cu înregistratorul mecanic L (fig. 3).

Echipamentul hidraulic constă din pompa hidraulică *M* reglabilă electromotorul, rezervorul de ulei *N* cu capacitatea de 240 de litri, ventilele de trecere *O* care au rolul de stabilizare a turațiilor și hidromotoarele *F* și *G*. Întreaga instalație mecanică care vine în contact cu părțile încălzite (epruvete, capete de fixare a epruvetelor și mandarinele) este prevăzută cu un sistem de răcire continuă cu apă). În tabloul de comandă este montat întrerupătorul principal al mașinii, siguranțele fuzibile, releele funcționale, butoanele de cuplare a încălzirii celor trei cuptoare și punțile tensometrice *P*.

Regimurile de lucru ale mașinii sînt de **durată**, cînd proba se răsucește continuu pînă la rupere și **întrerupt**, cînd există posibilitatea stabilirii automate a perioadei de răsucire și a pauzei. Aceste regimuri se pot coordona cu ajutorul unui potențiometru aflat tot în tabloul de comandă.

Masa de lucru (fig. 3) are montat în interiorul ei termostatul pentru echilibrarea capetelor terminale ale termocuplelor, pe ea fiind așezat și înregistratorul I în coordonate, pentru înscrierea diagramei de variație a momentului de torsiune funcție de timp.

În figura 4 se prezintă un exemplu de variaţie a momentului de torsiune în funcţie de numărul de răsuciri şi de perioada deformării pînă la ruperea unei epruvete din oţel slab aliat cu 0,26% C, 0,67% Mn 1,26 Cr, 0,62 Mo, şi 0,2% V, iar în figura 5 o curbă a variaţiei forţei axiale de întindere în funcţie de perioada răsucirii pentru acelaşi oţel.

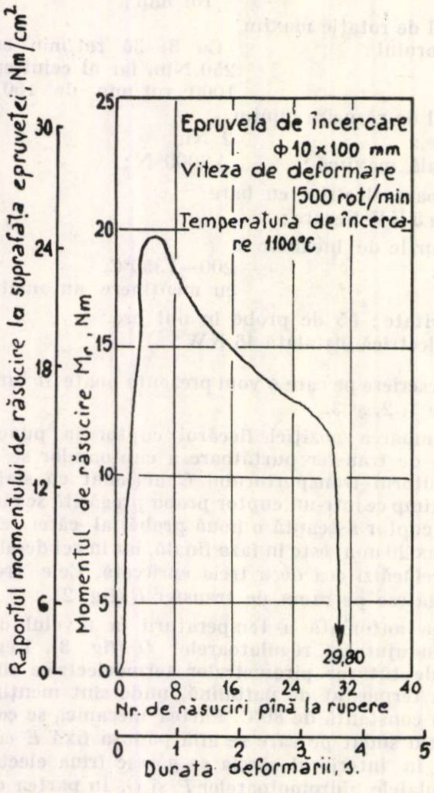


Fig. 4. Variaţia momentului de răsucire în funcţie de numărul de răsuciri şi de perioada de deformare pînă la ruperea probei

Pentru întreţinerea acestei instalaţii se cere ca la o perioadă de aproximativ 1500—2000 de ore de funcţionare să se schimbe doar filtrul de ulei şi uleiul din instalaţia hidraulică.

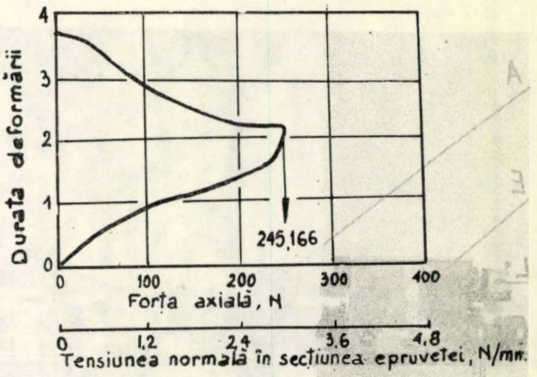


Fig. 5. Variaţia forţei axiale de întindere în funcţie de perioada răsucirii

Costul întregii instalaţii este de circa 500 000 de coroane cehoslovace, preţ mai scăzut decît al altor instalaţii similare, cum ar fi SETARAM. Maşină poate fi folosită în laboratoarele metalurgice, în centrele de încercări şi în cercetările în secţiile de laminoare, forjă şi presări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Weber, H.* Încercările de torsiune la cald şi influenţele lor asupra rezistenţei la deformare a oţelurilor la temperaturi înalte — Stahl und Eisen, iulie 1969, p. 541—550.

[2] *** Cartea tehnică a maşinii de torsiune la cald tip „SKODA" — editată de uzina „Skoda"—Plzeň, Cehoslovacia, 1975.

[3] *Badea, S.*: Analiza condiţiilor de deformabilitate a oţelurilor speciale. Lucrare de doctorat. Biblioteca universitară, Bucureşti, 1976.

Summary

A hot torsion test equipment from the Research Centre of the Skoda Works (Czechoslovakia) is presented here. The equipment is able to carry out programmed cycles of tests by the means of electronic computer, in wide ranges of rotation speeds (3 . . . 1000 rot/min), temperature period of 473 . . . 1623°K.

Resumé

On présente une machine pour les essais de torsion à chaud appartenant au Centre de recherches de l'usine „SKODA" (Tschechoslovaquie). La machine peut exécuter des cycles d'essais programmés, à l'aide d'un calculateur électronique, pour des gammes de vitesses de rotation (de 3 à 1000 rot/min), et un intervalle de température de 473 à 1623°K.

Zusammenfassung

Man beschreibt eine Warmtorsionsprüfmaschine aus der Ausstattung der SKODA-Werken (Tschechoslowakei). Die Maschine führt programmierte Versuchszyklen durch mit Hilfe eines elektronischen Rechners, mit weitem Drehgeschwindigkeiten (3 — 1000 U/min) und im Temperaturbereich zwischen 473—1623°K.

Резюме

В работе описана машина для скручивания в тёплом состояний. Эта машина принадлежит Исследовательскому центру завода „Скода" (Чехословакия).

На машине можно выполнить программированные циклы испытаний с помощью электронной вычислительной машиной в широкой гамме скоростей вращения (3. . . .1000 06 /мин.). и при температурном интервале 473. . . .1623°К.

CZ: 621.771 : 621.9 : 621.886

Laminarea transversală cu scule plane în formă de pană

0. Introducere

Laminarea transversală cu scule în formă de pană este un procedeu de **deformare volumică** de înaltă productivitate, care serveşte la executarea de piese de rotaţie cu profil în trepte sau curbilinii. Cu toate că este cunoscut încă din anul 1879, pînă în anul 1967 n-a prezentat nici o importanţă tehnică.

1. Principiul procedeului

O pereche de scule, executînd o mişcare principală rectilinie, pătrunde într-un semifabricat de formă cilindrică şi-i comunică o mişcare de rotaţie. Fiecare semisculă are un profil principal care se întinde pe întreaga lungime a sculei; secţiunea ei transversală corespunde profilului de realizat; este ascuţită în formă de pană la un unghi de pană şi unghi lateral date. Deformarea are loc în lungul suprafeţelor caracterizate de aceste unghiuri (unghiuri de deformare), şi prin ea se realizează reducerile diametrului iniţial şi lungirea axială a semifabricatului. Volumul suplimentar, determinat de specificul procedeului (variaţiile de masă ale semifabricatului) este utilizat de cuţitele laterale cu deşeu de laminare. Pentru reducerea deşeului de laminare este avantajoasă laminarea simultană două piese dintr-un semifabricat aşezate simetric. Separarea celor două piese se face prin retezare chiar pe laminor, în acest fel deşeul de laminare reducîndu-se la jumătate.

Dintre diferitele variante de laminare transversală cu scule în formă de pană cea mai avantajoasă este cea cu sculă plană (mişcare principală rectilinie) în ceea ce priveşte:

— siguranţa în desfăşurarea procedeului;
— posibilităţi de realizare a sculei;
— universalitatea domeniului de aplicare.

Pentru aceste motive procedeul a stat la baza laminorului transversal de la,, VEB Kombinat Umformtechnik'' din Erfurt (RDG), dezvoltat la Centrul său de cercetări din localitatea Zwickau.

2. Domeniul de utilizare

2.1. Materialul piesei

Pînă în prezent a fost dovedită posibilitatea de laminare transversală la cald pentru următoarele materiale: oţeluri carbon, oţeluri de scule slab şi mediu aliate şi titan. Cercetările la rezistenţă statică şi dinamică a pieselor obţinute prin laminare transversală efectuate la Centrul de cercetări în deformare plastică din Zwickau, cercetări similare celor din alte instituţii, au arătat că piesele prin laminare transversală prezintă aceleaşi caracteristici ca şi piesele forjate.

2.2. Dimensiunile piesei

Dimensiunile realizabile actualmente sînt determinate de dimensiunile constructive ale laminoarelor transversale ERFURT tip UWQ 40 × 400 şi UWQ 100 × 630, precum şi de limitele geometrice condiţionate de procedeul tehnologic. Ambele laminoare UWQ sînt din punct de vedere al utilizării potrivite în principal pentru deformarea prin laminare transversală. Limitele geometrice, determinate de maşină sînt prezentate în tabelul 1.

La semifabricatele laminate transversal trebuie să se prevadă înclinări laterale de cel puţin 6—8° (cu excepţia locurilor de retezare laterală). În locurile de retezare interioară (de exemplu la locul de retezare a pieselor gemene) semifabricatele laminate au un car de retezare cu o înclinare laterală de circa 8°

2.3. Adaosuri de prelucrare şi toleranţe

Semifabricatele laminate transversal se caracterizează în general printr-o înaltă precizie

— erorile de circularitate sînt făcute mici;
— erorile de bătaie mici;

Tabelul 1

Limitele geometrice de utilizare ale laminoarelor transversale UWQ 40 × 400 mm şi UWQ 100 × 610 mm

Laminorul transversal	Domeniul de diametre		Domeniul de lungimi C_{max}			
			o bucată		pereche	
	D_{mn}	d_{max}	fără retezare laterală	cu retezare laterală	fără retezare laterală	cu retezare laterală.
UWQ 40×400	10	45	400	380	200	190
UWQ 100×630	25	100	630	590	315	295

— toleranţele mici ca diametru;
— toleranţele mici ca lungime.

Lăţimea zonei de împrăştiere a eventualelor erori sînt influenţate în principal de următoarele condiţii de producţie:

— domeniul de împrăştiere a temperaturii de laminare;
— repartiţia temperaturii în semifabricatul rotund iniţial;
— domeniul de împrăştiere a temperaturii sculei;
— domeniul de împrăştiere a temperaturii batiului.

Prin preîncălzirea sculei înainte de punerea în funcţiune a instalaţiei răcirea sculei în timpul producţiei, precum şi supravegherea temperaturii semifabricatului iniţial, se pot realiza condiţii de producţie optime.

În aceste condiţii se pot obţine următoarele toleranţe:

± 0,2 . . . 0,3 mm pentru UWQ 40 × 400
± 0,4 . . . 0,6 mm pentru UWQ 100 × 630

După funcţiune, gradul de precizie şi calitatea suprafeţei piesei finite precum şi după mărimea semifabricatului laminat transversal, acestea necesită următoarele adaosuri de prelucrare:

UWQ 40 × 400 0 . . . 1,4 mm/supraf. de prelucrare
UWQ 100 × 630 0 . . . 2,4 mm/supraf. de prelucrare

3 Echipamentele necesare

3.1. Specificaţie

Pentru laminarea transversală sînt necesare următoarele echipamente:

● un dispozitiv de retezare (foarfece de profile sau cu sculă specială pentru UWQ 40, respectiv un foarfece de bare groase pentru UWQ 100).

● un vibrator (alimentator şi dispozitiv de transport de legătură cu o instalaţie de încălzire electrică prin inducţie);

● o instalaţie de încălzire prin inducţie;

● o maşină de laminat transversal UWQ.

Vibratorul, instalaţia de încălzire prin inducţie şi laminorul sînt înlănţuite rigid; dispozitivul de retezare poate fi înlănţuit rigid sau liber.

3.2. Maşina de laminat transversal UWQ

Maşinile de laminat transversal UWQ 40 × 400 şi 80× 630 au două sanii plane care se pot deplasa vertical rectiliniu. Acestea sînt montate pe braţul maşinii (în execuţie sudată) pe rulmenţi cu role în sensul forţelor radiale şi se reazemă pe glisiere cu ungere centralizată. Maşinile sînt echipate cu un sistem de servo-comandă electrohidraulic. Instalaţia este complet automatizată şi prezintă condiţii de lucru optime. Pentru deservire este necesar numai personal de supraveghere. Saniile sînt prevăzute cu dispozitive portsculă universale cu posibilităţi de înlocuire rapidă, pe care sînt montate sculele propriu-zise pentru laminare transversală.

3.3. Sculele pentru laminarea transversală

Sculele pentru laminarea transversală sînt asamblate din elemente de sculă şi poziţionate într-un dispozitiv portsculă universal (în formă de casetă) cu ajutorul unor elemente de prindere şi de distanţare reutilizabile.

Elementele active ale sculelor sînt executate din oţel de înaltă calitate (33 CrMoV 21.14 ; 30 WCrV 34.11 ; 30 WCrV 17.9 ; 28 CrMoV 11.28 ; 50 CrMoV 20.15) şi permit, fără intervenţii de punere la punct a sculelor, să se realizeze :

— 200 000 de laminări la sculele pentru UWQ 40 ;
— 100 000 de laminări la sculele pentru UWQ 100.

Înlocuirea sculelor premontate necesită circa :

30 ... 45 de minute pentru UWQ 40 şi
60 ... 90 de minute pentru UWQ 100.

Pentru sculele de laminare unghiurile de pană sînt de 6 — 10° şi unghiurile laterale de 25 — 45° ; ele au dat rezultate bune în practică, valorile fiind confirmate prin încercări ca foarte raţionale.

Sculele de laminare transversală se pot prelucra, la maşini-unelte normale (maşini de rabotat longitudinal, şepinguri, maşini de frezat cu sanie transversală). O piesă pentru cutia de viteze a unui automobil a fost laminată ca piesă dublă pe UWQ 80, înlocuind astfel trei maşini de forjat orizontal. În afară de avantajele economice dobîndite prin aplicarea acestui procedeu, se pot realiza economii suplimentare prin utilizarea unui profil de secţiune pătrată în loc de bară rotundă, după o prealabilă rotunjire cu ajutorul unei scule speciale pe o presă, înainte de laminare. Ca urmare a gradului mare de precizie obţinut prin laminarea transversală, semifabricatele laminate prin acest procedeu se pretează foarte bine la forjarea fără bavuri sau cu bavuri mici a unor piese de formă alungită. Anumite piese se obţin chiar sub formă finită fără o prelucrare ulterioară.

6. Concluzii

Laminarea transversală cu scule în formă de pană este un procedeu de înaltă productivitate, ajuns în ultima vreme în faza de maturitate şi reprezintă un procedeu larg răspîndit de deformare volumică cu domenii de utilizare în continuă extindere. Principalele avantaje care justifică aplicarea acestui procedeu sînt gradul de precizie al presei precum şi economiile de materiale şi de costuri (pînă la 50%). Procesul de deformare se desfăşoară complet fără şocuri şi silenţios. Nu se manifestă poluarea mediului prin gaze şi fum. Procesul tehnologic este complet automatizat. În viitorul apropiat va fi posibil-utilizînd tehnica de calcul electronică — să se automatizeze proiectarea sculelor de laminare transversală şi să se deseneze cu ajutorul plotterelor. Programele necesare sînt în curs de elaborare la centrul din Zwickau. Prin aceasta va fi posibil să se reducă în continuare cantitatea minimă din punct de vedere economic a semifabricatelor laminate transversal.

Din : W. Kaul : Querwalzen mit ebenen keilförmigen Werkzeugen, Fertigungstechnik und Betrieb nr. 3/1975, p. 158.
Traducere : ing. Mahalniţchi, I.C.P.T.C.M.

◆

CZ : 621.824 : 621.833 : 621.827 : 621.7

Fabricarea axelor, arborilor şi bucşelor prin rulare (studiu bibliografic)

*** : Shaft forging the East German way (Querwalzen von Wellen nach einer Entwicklung der DDR). Metalwork. Prod., London, 19. II. 1969, p. 49—50. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

*** : Two views on developments in rool forming techniques. (Două puncte de vedere asupra dezvoltării în tehnicile de rulare). Mach &. Prod. Engin., London, apr 1974, p. 388—392. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

*** : Fachtagung Umformtechnik 72-broşură. Lucrările Simpozionului Prelucrarea prin deformare plastică a Centrului de cercetări def. pl. Zwickau din conţinut : aplicarea industrială a laminării transversale. Abteilung Information und Dokumentation des Forschungszentrums für Umformverfahren, 95 Zwickau, Scheringerstrasse 1—3. Recenzat în Umformtechnik, nr. 5/1974, p. 35.

*** : O tehnică nouă de formare la rece prin rulare. Machinery, Anglia, 121, nr. 3120, 30 aug. 1972, p. 303.

Auerswald, J : Zweistufentechnologie — Walzen und Schleifen von Elektromotorenwellen. (Tehnologie în două trepte — laminarea şi rectificarea arborilor pentru electromotoare). Tehnologia constă din laminare transversală şi rectificare fără vîrfuri. Umformtechnik, nr. 3/1974, p. 21.

Balin, A. F. : Technologiceskie parametry popenecnoj klinovoj prokatki. (Die technologischen Kennwerte des Querwalzens mit gestreckten Keilwalzen). Kuzn-stamp. Proizvod, Moscova, 13, V. 1971, p. 5 — 7. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

Bogojawlenskij, K. N., Lapin, M. W. : Kaltwalzen ringförmiger und kompakter Rohlinge. (Rularea la rece a pieselor brute compacte, de formă inelară). Fertigungstechnik und Betrieb, nr. 8, aug. 1975, p. 451.

Erkenzweig, G. : Walzbacken zum Walzen von Rotationkörpern. Deutsches Patent 78382 vom 16.2. 1893. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Gebel : Querwalzen mit keilförmigen Werkzeugen. Draht, Coburg, 19, 8 1968, p. 652. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

Holub, J. : Un nou principiu de prelucrare automată a metodelor prin deformare, traducere din Technical Digest 4, nr. 10, oct 1962. Se prezintă o maşină de prelucrare prin deformare plastică a metalelor pe baza principiului de laminare transversală ; se obţin piese cu miez masiv, de forme de revoluţie complicate. Laminarea transversală este executată de două scule de fasonare diametral opuse, plane sau curbe, care se deplasează în sensuri opuse, conferind materialului o mişcare de rotaţie. Prelucrarea metalelor, caiet selectiv INID nr. 4, apr 1963, p. 211—218.

Holub, J. : Transverse hot rolling. (Prelucrarea prin rulare transversală la cald). Cu ajutorul unor role profilate se prezintă maşina automată de formare prin rulare transversală. Machinery, 102, nr. 2618, ian 1963, p. 129—133.

Kaul, W. : Querwalzen mit ebenen keilförmigen Werkzeugen . (Laminarea transversală cu scule plane în formă de pană). Fertigungstechnik und Betrieb, nr 3/1975, p. 158.

Kleditsch, G. : Verfahren und Maschinen der Umformtechnik auf der Leipziger Frühjarsmesse 1973. (Procedee şi maşini de deformare plastică la tîrgul de primăvară 1973 din Leipzig). La p. 25 are descrierea unui laminor de profilat pentru arbori. TZ für praktische Metallbearbeitung, nr. 1, ian 1974, p. 22.

Krumnow, H. : Neuere Verfahren der Massivumformung. (Procedee noi în prelucrarea masivă, are un capitol „Querwalzen". Metallverarbeitung, RDG, nr. 4/1974, p. 104.

Kuzmowicz, P : Werkstoffeigenschaften quergewalzter Werkstücke, Fert.-Technik u. Betrieb, Berlin, 20, 3. 1970, p. 164—168. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

Lebek, A. : Rollmaschine zur Herstellung von rotationssymmetrischen Körpern. Deutsches Patent 10089 vom 25. 12. 1879. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Lion, B : Walzwerk zum Querwalzen zylindrischer Werkstücke. Deutsches Patent 186977 vom 11.7.1905. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Möckel, L : Querwalzen-ein neues hochproduktives Umformverfahren. Tech. Informationen des WMW-Export-Import,

Berlin, 11, 1967, p. 43–49. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Möckel, L, Winter, C. : Stand und Perspektive des Querwalzens mit keilförmigen Werkzeugen auf Flachbackenmaschinen des Typs UWQ (Stadiul actual și perspectivele laminării transversale cu scule în formă de pană pe mașini tip UWQ) ; istoric, avantaje, descrierea procesului, a mașinilor și a sculelor, multă bibliografie. Umformtechnik, nr. 5/1974, p. 5.

Möckel, L. ș.a. : Werkzeug zum Querwalzen rotationssymmetrischer Werkstücke. DDR-Patent 57837 vom 20.9. 1967. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

Mockel, L. : Der industrielle Einsatz des Querwalzens. (Aplicarea industrială a laminării transversale). Tagungsbericht zur Fachtagung Umformtechnik 72. Forschungszentrum für Umformverfahren Zwickau.

Neuberger, F., Mockel, L. : Ein neues Querwalzverfahren Tech. Zbl. prakt. Metallbearb., Stuttgart, 62, 3 1968, p. 122–125. Umformteckhnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Neuberger, F., Rölz L., Pannasch, S : Gratloses Schmieden langer Werkstücke. Fert. – Technik u. Betrieb., Berlin, 18, 12/1968, p. 708–712. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Ochrimenko, Ja. M., Tjurin, V. A. : Novye processy kovki v masinostroenii, obes pecivajuscie zadannye svojstva izdelij. (Neue Schmiedeverfahren im Maschinenbau, die die gegenbenen Eigenschaften des Teiles gewährleisten). Kuzn. – stamp. Proizvod., Moscova, 15, 9 1973, p. 1–3. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Ponitka, J : Profilwalzmaschine UPW 12,5 × 70 zum automatischen Walzen von Zündkerzengehäusen. (Mașină de laminat profile pentru laminarea automată a corpurilor de bujii). Umformtechnik RDG, nr. 1/1974, p. 22.

Popov, D., Djakov, T. : Über die technisch–wirtschaftliche Zweckmässigkeit des Ersetzens des Arbeitsganges Drehbearbeitung von Wellen durch den Arbeithgang radiales Schmieden. Mașinostroene, Sofia, 23, 1/1974, p. 12–14. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Romanov : Mașină semiautomată cu două poziții pentru fabricarea arborilor cotiți ai combinelor. Traktor i selhozmașini, nr. 3, martie 1963, p. 43.

Stärk, P. : Querwalzmaschine UMQ 80 × 630, eine Neuentwicklung für die Herstellung rotationssymmetrischer schwerer Werkstücke durch Querwalzen. Techn. Informationen des WMW-Export – Import, Berlin, 13 1969, p. 63–64. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19,

Travin, P. J. : Vorrichtung für das Querwalzen von Teilen. Pattent der UdSSR 59275 vom 18.2.1941. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 18.

Turno, A. : Developments in metal forming processes in Poland. (Dezvoltări în procesele de deformare a metalelor în Polonia). Metallurgia and metal forming, martie 1974, 1974, p. 67, apr 1974, p. 110.

Walter, W., Bachmann, K. : Erweiterung der Anwendungsbreite beim gratlosen Schmieden von Werkstücken der Langform. (Lărgirea sferei de aplicații la forjarea fără bavuri la piesele de formă lungă). Se folosește între altele și o mașină de laminare transversală la fabricarea arborilor. Umformtechnik, RDG, nr. 3/1974, p. 1.

Wenke, K, a. Vorrichtung zum Querwalzen von rotationssymmetrischen Werkstücken. DDR-Patent 57585 vom 5. 9. 1967. Umformtechnik, nr. 5, 1974, p. 19.

Abonați-vă la

revista

„Construcția de mașini"

pe anul 1977

TÎRGURI ȘI EXPOZIȚII

TÎRGUL INTERNAȚIONAL DE LA LEIPZIG

„Pentru comerț mondial neîngrădit și pentru progres tehnic"

Între 5 și 12 septembrie s-a desfășurat la Leipzig a 50-a ediție a tîrgului de toamnă, de la fondarea Republicii Democrate Germane. Pornind de la rezultatele Conferinței de la Helsinki, precum și de la importantele modificări ale situației internaționale, această manifestare bianuală — expresia fidelă a raporturilor economice în lume, — a constituit — și de această dată, un bun prilej pentru promovarea cooperării și a colaborării între popoare. Principalele sale caracteristici au constat în **internaționalitatea ofertei concentrată pe ramuri de bază pe potențialul economic al țărilor din C.A.E.R. exprimat în produse și programele de export-ample și atractive — ale țării gazdă.**

Cifrele subliniază aceste lucruri : 6 000 de expozanți din 50 de țări (dintre care 54% — străini) au expus pe o suprafață de 275 000 m^2 produse de investiții și bunuri de consum, pentru vizitatori din circa 100 de țări.

Ca în fiecare an, oferta celor peste 2 800 de întreprinderi de comerț exterior și industriale din R.D.G. s-a evidențiat printr-un program de export de înaltă calitate.

Alături de industria chimică, ponderea de bază au deținut-o industria constructoare de utilaje tehnologice (pentru chimie, petrochimie și materiale plastice, pentru industria textilă, poligrafie, prelucrarea lemnului etc.), tehnica medicală, industria autovehiculelor rutiere și producția de bunuri de consum.

Astfel s-au bucurat de aprecieri : o centrifugă suspendată cu fundul plan folosită în fabricile de zahăr, mașinile de turnat prin injecție (materiale plastice) Trusioma — adaptabile în funcție de necesitățile beneficiarului, mașinile de tricotat din seria Kokett (programele Unitechna și VB TEXTIMA), mașina de imprimat offset rotativă cu hîrtie în suluri ZIRKON 66—II, o combinație de aparate pentru stomatologie și instalații pentru supravegherea pacienților.

Industria de autovehicule a prezentat 18 variante de întrebuințare a camionului IFA W 50 (produs de IFA Automobilwerke Ludwigsfelde). Noutatea au constituit-o autocamioanele de depanare, numeroasele variante de autoutilitare (Multicar 24, Barkas B 1 000 de 1t) și rulotele.

La această ediție au fost prezentate 11 țări socialiste, printre care **toate țările membre ale C.A.E.R.**, a căror participare a stat sub semnul cooperării economice. Oferta de calitate a unor întreprinderi de comerț exterior din aceste state, cunoscute în lumea întreagă, a evidențiat realizările economiei naționale și sarcinile formulate pentru perioada 1976—1980.

S-a remarcat, ca amploare și varietate, standul Uniunii Sovietice, în a cărei expoziție colectivă au fost prezentate 6 000 de produse — în mare parte exemple ale colaborării dintre U.R.S.S. și R.D.G. Dintre acestea fac parte produse ale industriei construcțiilor de mașini, automate termoplast, cromatografe, instalații pentru obținerea polietilenei, a poliuretanului și a fibrelor chimice, aparatură de uz casnic și produse foto-chimice. Din nou, conform unei recente tradiții, o republică unională (R.S.S. Uzbecă) a prezentat, pe o suprafață de 1 000 m^2, o expoziție aparte.

Contactele la nivel înalt din luna iunie a.c. între reprezentanții R.D.Germane și R. S. România a stabilit sarcini precise în domeniul cooperării și specializării, cum ar fi convențiile privind specializarea în producția de mașini-unelte așchietoare și producția de transformatoare.

Pe această linie, participarea **României** la actuala ediție a tîrgului a constituit o însemnată contribuție la dezvoltarea și intensificarea relațiilor economice dintre cele două țări. A fost a 24-a participare a țării noastre care — în acest an — și-a lărgit suprafața de expunere față de anul trecut, fiind reprezentată la Leipzig de 15 întreprinderi de comerț exterior.

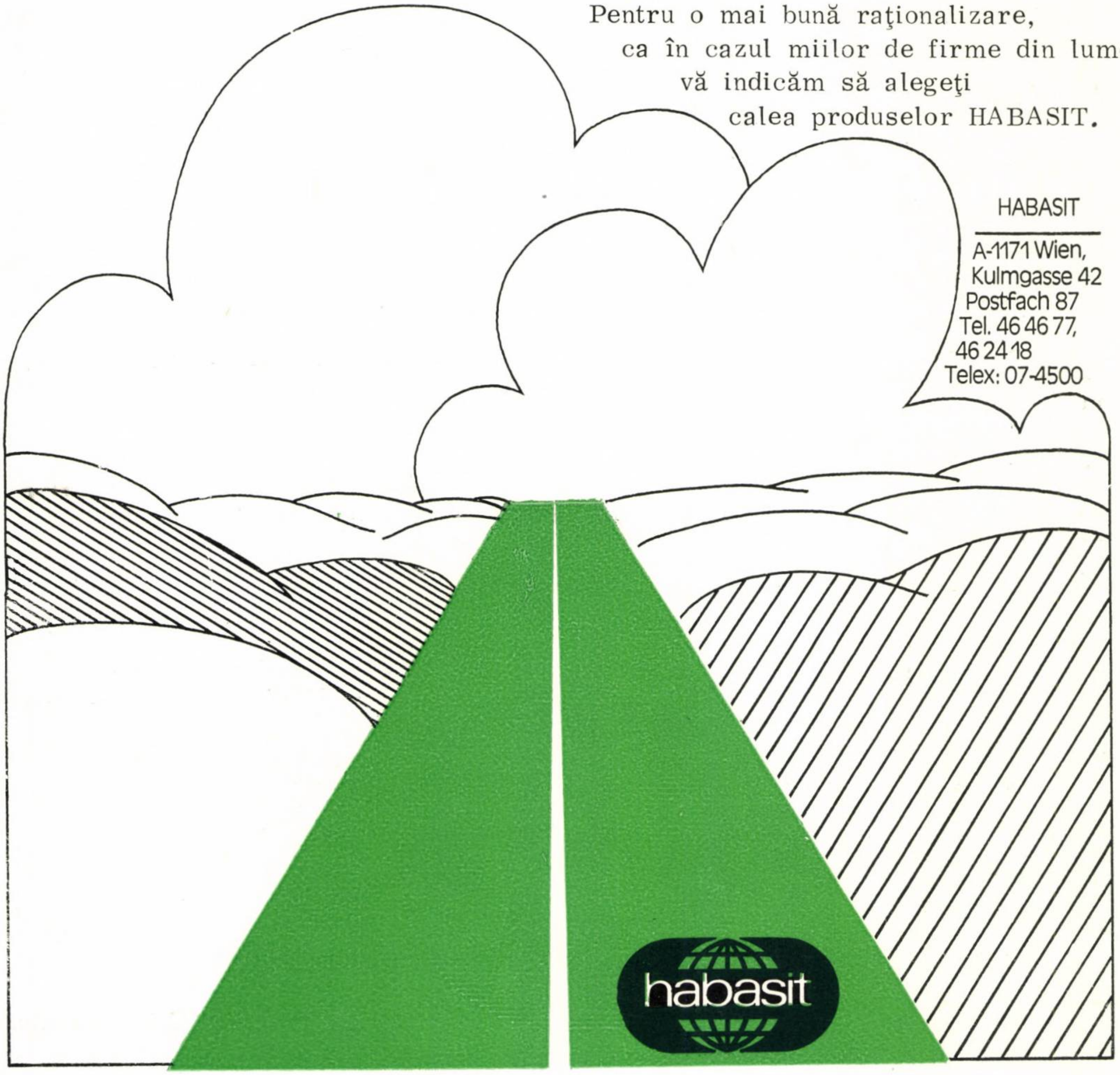
O mare suprafață de expunere au ocupat vehiculele rutiere. Au fost prezentate, printre altele, autoturismul DACIA 1 300, varianta Brek, camionul cu cutie basculantă și remorcă, precum și autobuzul R 112. Multe din exponate reprezintă noi realizări ale industriei românești de autovehicule. Standurile de radiodifuziune și televiziune au constituit o reușită premieră a tehnicii de vîrf românești la Leipzig

Veritabil centru al comerțului mondial, favorabil fondării și menținerii relațiilor comerciale dintre est și vest, Leipzigul este apreciat ca o piață economică, stabilă lipsită de crize și plină de perspective — atît de statele capitaliste dezvoltate, cît și de țările aparținînd „lumii a treia". Această apreciere s-a reflectat în participarea numeroasă și diversă la ultima ediție a tîrgului : 1 500 de firme și întreprinderi din Europa occidentală, Africa, America de Nord, America de Sud, Asia și Australia.

DRUMUL CĂTRE ●●●

o rezolvare efectivă a problemelor de transmisie este deschis de HABASIT. Curelele noastre de transmisie — complet sintetice - au randament mare şi o ridicată rezistenţă la frecare. Prin intermediul lor se transmit, în toate **ramurile** industriale, puteri pînă la 5 000 CP, la peste 100 m/s. Prin varietatea sortimentelor lor, curelele de transmisie şi benzile de transport HABASIT răspund tuturor necesităţilor practice.

Comercialiştii şi tehnicienii noştri, specialişti de înaltă calificare vă stau oricînd la dispoziţie cu îndrumări, pentru alegerea tipului celui mai potrivit pentru întreprinderea dv. Sîntem mîndri de service-ul nostru care răspunde prompt solicitărilor. Pentru o mai bună raţionalizare, ca în cazul miilor de firme din lume, vă indicăm să alegeţi calea produselor HABASIT.

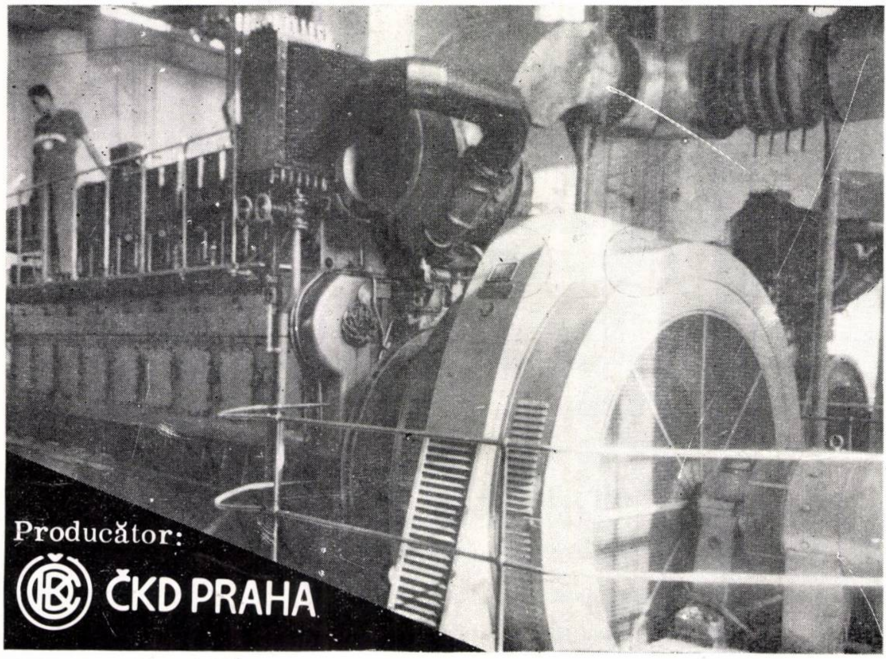


HABASIT
A-1171 Wien,
Kulmgasse 42
Postfach 87
Tel. 46 46 77,
46 24 18
Telex: 07-4500

PUBLICOM

Centrale diesel-electrice

de la 23
pînă la
1450 kVA



Producător:
ČKD PRAHA

PUBLICOM

Sînt echipate cu motoare diesel CKD în gama de S 100, S 160, S 275 şi S 350, şi de la 2 - 6 cilindri, răcite cu apă. Demarajul este pneumatic sau electric. Tensiunea furnizată de generatoare de curent alternativ obişnuite este de 400/231 V, 50 Hz. Tablourile de distribuţie sînt autonome, dotate cu aparate de comandă, de măsură şi de control.

Exportator :
Intreprinderea de comerţ exterior:
pragoinvest
180 56 Praga - Cehoslovacia

TÎRGUL
DE LA LEIPZIG

REPUBLICA DEMOCRATĂ
GERMANĂ
5 - 12 septembrie 1976

LEIPZIG: UN MAGNET
PENTRU LUMEA TEHNICII

Informaţii privind călătoria precum şi dat
asupra tîrgului se pot obţine prin ONT-Car
paţi sau de la Secţia comercială de p
lîngă Ambasada R. D. Germane din R. S
România, Cal. Dorobanţilor nr. 14, Bucureşt

skl
motoren

Motoarele diesel SKL sînt aici în elementul lor.
Zilnic ele îşi demonstrează marea lor fiabilitate pe toate căile de apă.
Motoarele SKL nu lasă pe nimeni în pană, deoarece sînt proiectate pentru folosirea lor în cele mai grele condiţii.
De aceea, oricare motor SKL se distinge prin mari rezerve de putere, un randament de durată mare şi stabilitate precum şi o deosebită siguranţă în exploatare.
Motoarele SKL din a treia generaţie reprezintă un stadiu înalt de realizare în construcţia de motoare diesel.
Producem motoare diesel de 30-10 000 CP şi agregate de generatoare diesel de 30 - 1 100 kVA

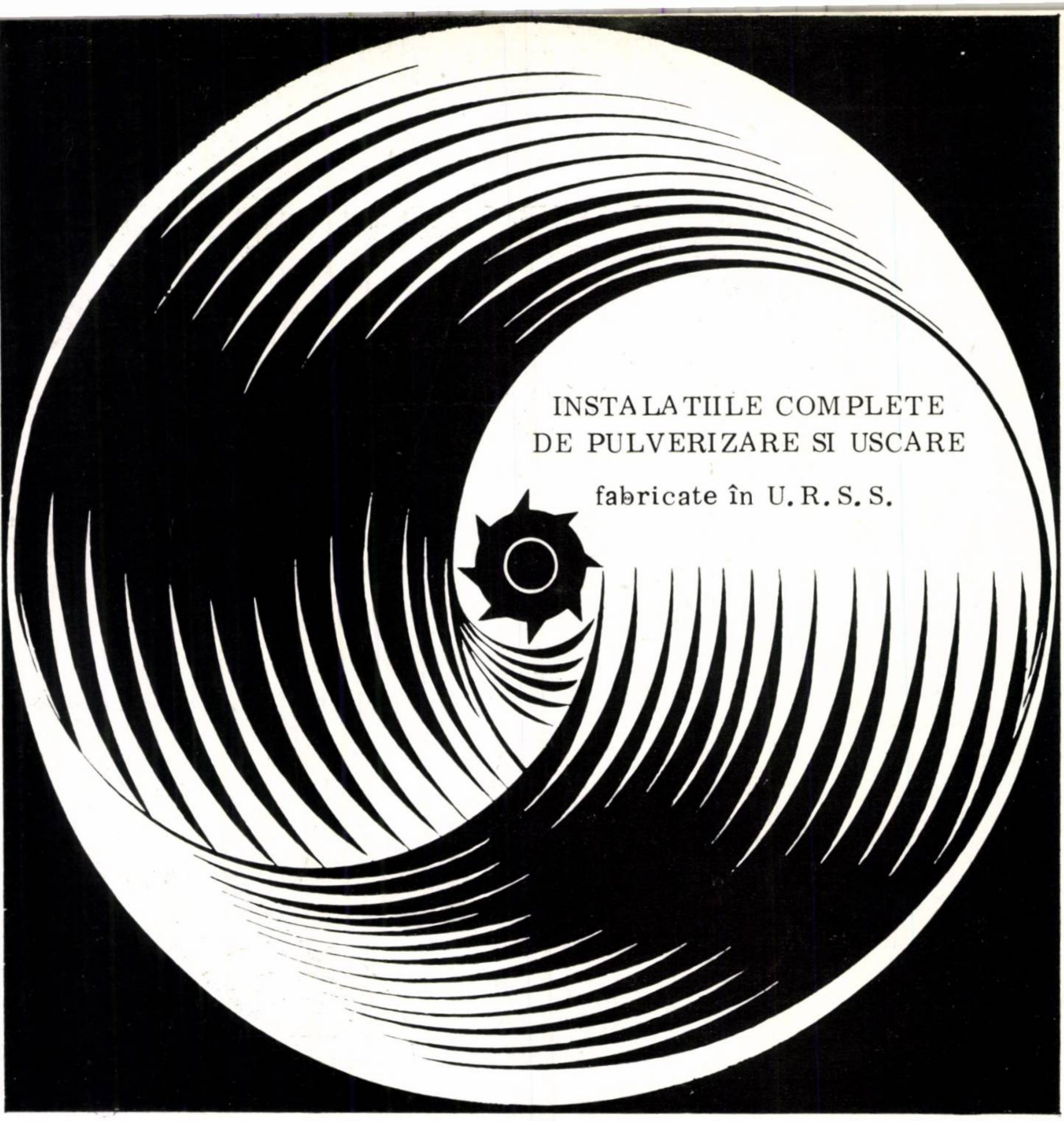
SKL

VEB SCHWERMASCHINENBAU
»KARL LIEBKNECHT«
MAGDEBURG
– KOMBINAT FÜR DIESELMOTOREN
UND INDUSTRIEANLAGEN –

EXPORTEUR:
TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Solicitaţi informaţii de specialitate de la:
Secţia comercială a Ambasadei R. D. Germane în R. S. România
TKB Technocommerz - Calea Dorobanţilor 14, Bucureşti

PUBLICOM



INSTALATIILE COMPLETE
DE PULVERIZARE SI USCARE

fabricate în U.R.S.S.

Asigură :
- automatizarea completă a procesului de uscare într-un regim termic dat;
- înaltă securitate în funcţionare şi condiţii bune de lucru;
- o lungă perioadă de exploatare între reparaţii.

Livrează instalaţii de pulverizare şi uscare - de la instalaţii de laborator pînă la instalaţii complexe de mare randament cu productivitatea de 20 t/h apă evaporată şi diametrul camerei de uscare de pînă la 12,5 m.

- pentru utilizarea în diferite ramuri industriale:
  - industria chimică şi alimentară;
  - industria petrochimică şi a ceramicii;
  - industria chimică-forestieră, a hîrtiei şi a celulozei;
  - servicii comunale, metalurgia metalelor neferoase.
- pentru uscarea produselor celor mai diverse :
  - detergenţi şi mase ceramice;
  - produse biologice şi amidonoase;
  - drojdii furajere şi îngrăşăminte chimice.

TECHMASHEXPORT

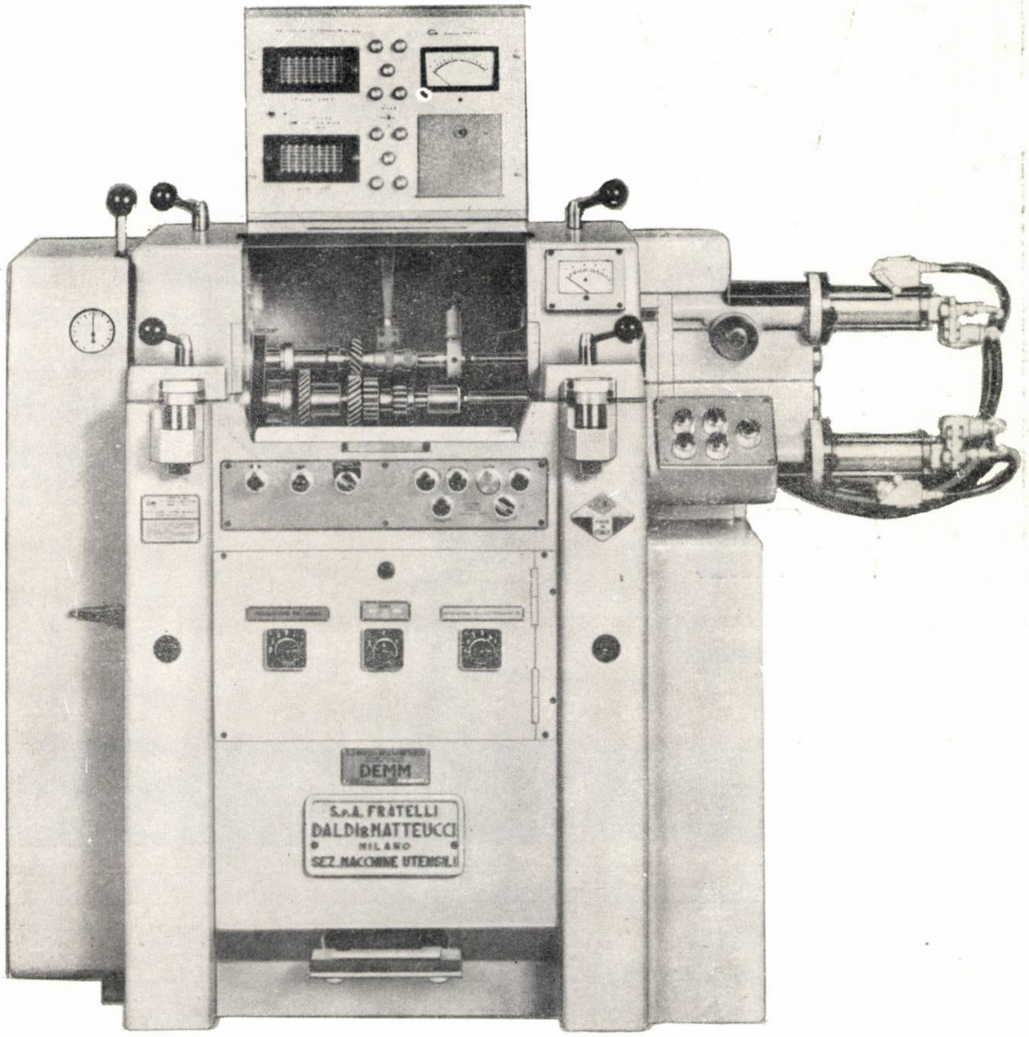
Exportator : V/O TECHMASHEXPORT 35, str. Mosfilmovskaia, 117330
Moscova, U.R.S.S. Telefon : 147.15.62 Telex : 7568

PUBLICOM

MAŞINĂ PENTRU MĂSURAREA ZGOMOTULUI PRODUS DE ANGRENAJE

■ PRI 320/450 ■ PRI 500

NECESARĂ ÎN PRODUCŢIE ŞI ÎN CONTROLUL DE CALITATE, DEOARECE MĂSOARĂ INTENSITATEA, SURSA ŞI MODUL DE PRODUCERE A ZGOMOTULUI LA ANGRENAJE, PRINTR-O SINGURĂ OPERAŢIE DE SCURTĂ DURATĂ.

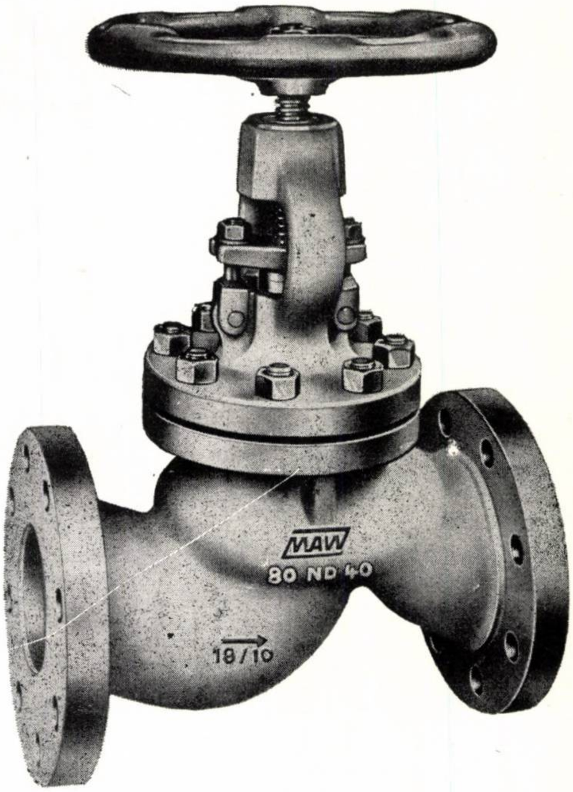


PRINCIPALELE CARACTERISTICI

- efectuează determinarea în condiţiile utilizării roţiior dinţate;
- determină calitatea şi nivelul zgomotului comparativ, prin intermediul analizatorului electronic;
- în timpul determinării se elimină zgomotul produs de micile asperităţi sau bavuri rămase pe flancurile dinţilor;
- localizează dinţii ale căror flancuri prezintă defectele citate.

Officine Meccaniche F.LLI DALDI & MATTEUCCI S.P.A.
20124 MILANO - Via Pirelli, 16/A - Telex 32276 DEMM-MI
Telefono (02) 653.651 (5 linee) Telegramma INGRADALDI-MILANO

PUBLICOM



DDR-ARMATUREN-KOMBINAT MAW

Robinete de închidere MAW

turnate din oţel-crom-nichel

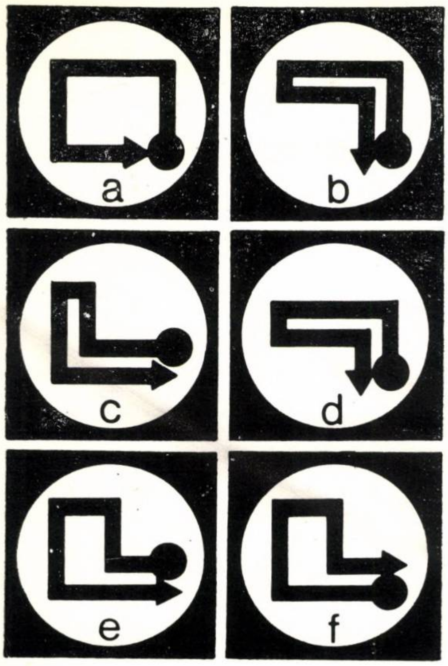
Ventilele de închidere MAW turnate din oţel-crom-nichel, care ocupă în programul de fabricaţie a Combinatului de armături pentru industria chimică al R. D. Germane un loc important, răspund tuturor exigenţelor utilizării în tehnologiile chimiei. Prin construcţia lor solidă şi carcasa de formă aerodinamică se reduce la maximum pierderea de presiune precum şi formarea vîrtejurilor în robinet. Toate piesele care vin în atingere cu medii agresive sînt din oţel-crom-nichel.
Programul de fabricaţie al armăturilor din crom-nichel include între altele robinete de închidere din etajul de presiune ND 16 şi ND 40 în 15-200 NW.

VEB MAGDEBURGER ARMATURENWERKE
·KARL MARX·ARMATURENKOMBINAT

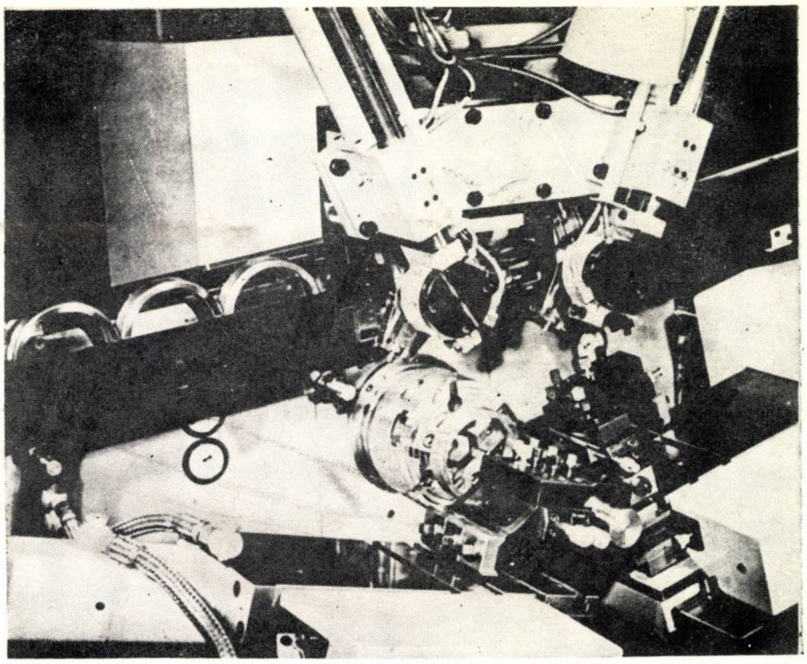
TechnoCommerz GmbH
DDR-108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Straße 11/13
Telefon: 2240 Telex: 011-4861

Secţia comercială a Ambasadei R. D. Germane
în R. S. România
TKB - Technocommerz - Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14

PUBLICOM



La 65% din piesele de strunjit în construcţia de maşini raportul dintre lungime şi diametru este unitar sau subunitar



Toate aceste piese pînă la un diametru de 160 mm pot fi prelucrate cu succes în producţia de serie cu maşinile SPL 16 A cu comandă program. Maşinile SPL 16 A, completate cu un dispozitiv de încărcare - descărcare cu aer comprimat, cu magazie şi transportor de piese, pot fi incluse în linii de fabricaţie automat.

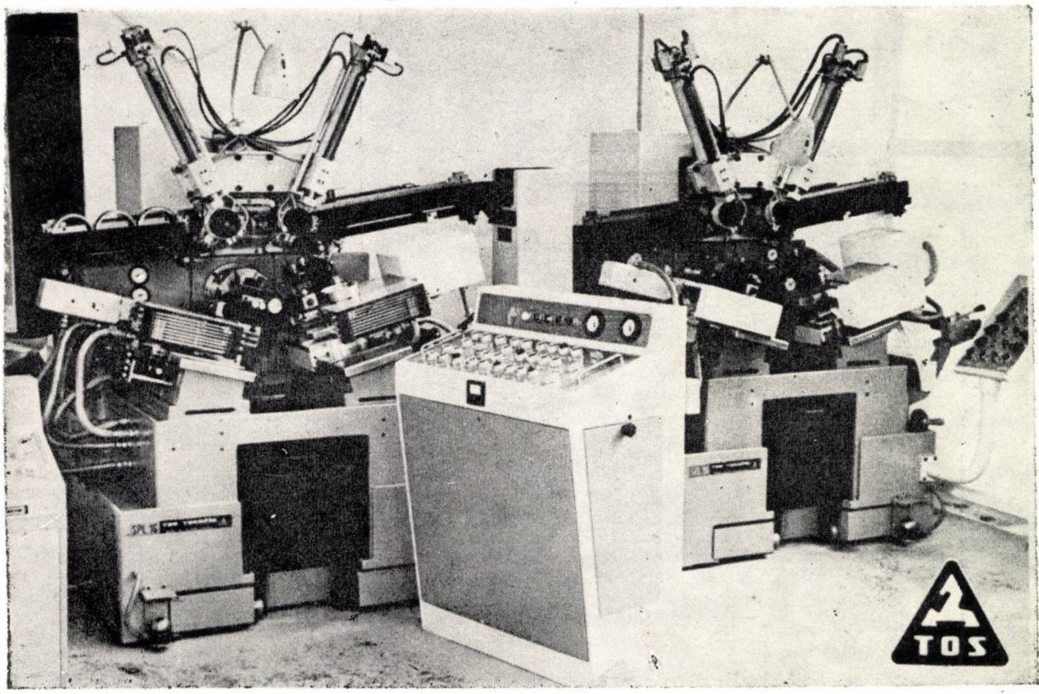
▶ Diametrul maxim al rotaţiei peste pat	400 mm
▶ Diametrul maxim al rotaţiei peste suportul drept	110 mm
▶ Lungimea maximă de strunjire	120 mm
▶ Greutatea maximă a piesei de prelucrat	30 kg
▶ Intervalul avansului	45 - 1 000 mm/min
▶ Două trepte de turaţii cuplate în ciclu automat	
▶ Două trepte de avans cuplate în ciclu automat	

Strojimport

Vinohradska 184 Praga 3 Cehoslovacia Telefon: 713;
telex: Praga 012 141 – 1245

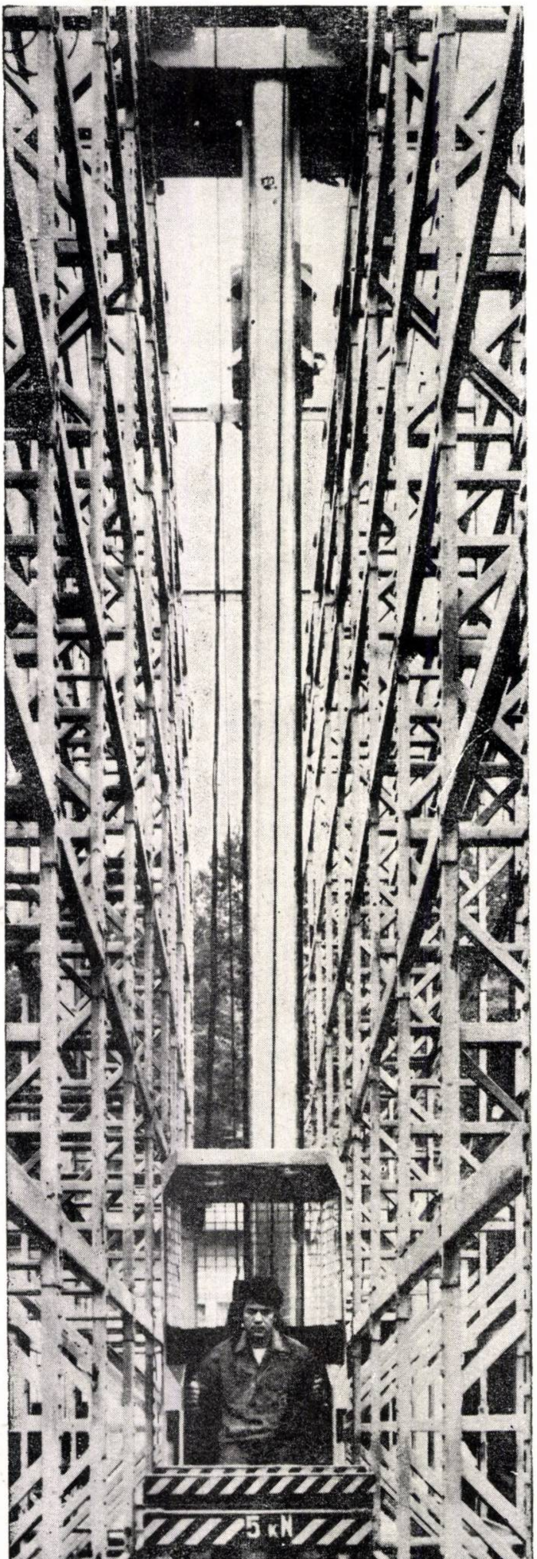
STRUNG
FRONTAL SEMIAUTOMAT

SPL 16 A



PUBLICOM

balkancar



TRADIȚIE ȘI
CONTEMPORANEITATE

Ce avantaje vă oferă
tehnica contemporană
de depozitare?
Faceți cunoștință
cu posibilitățile
mașinilor
pentru aranjat
stelaje

balkancar

și veți
găsi răspuns
la această
întrebare

Înălțime de ridicare:
8—12 metri
Lărgimea coridorului de lucru:
900—1700 mm

Exportator:

BALKANCARIMPEX
Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ
BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM

MACHINOEXPORT®

Strung revolver automat ASR – 200

BULGARIE

MACHINOEXPORT

Strungul se foloseşte la prelucrarea automată de mare productivitate a pieselor, începînd cu barele calibrate sau nu, cu diametrul de 40 mm, precum şi a pieselor prelucrate preliminar, cu diametrul de 20-85 mm şi lungime de 20-155 mm. Prin prelucrarea semiautomată dimensiunile părţilor prelucrate sînt determinate de parametrii geometrici ai maşinii.

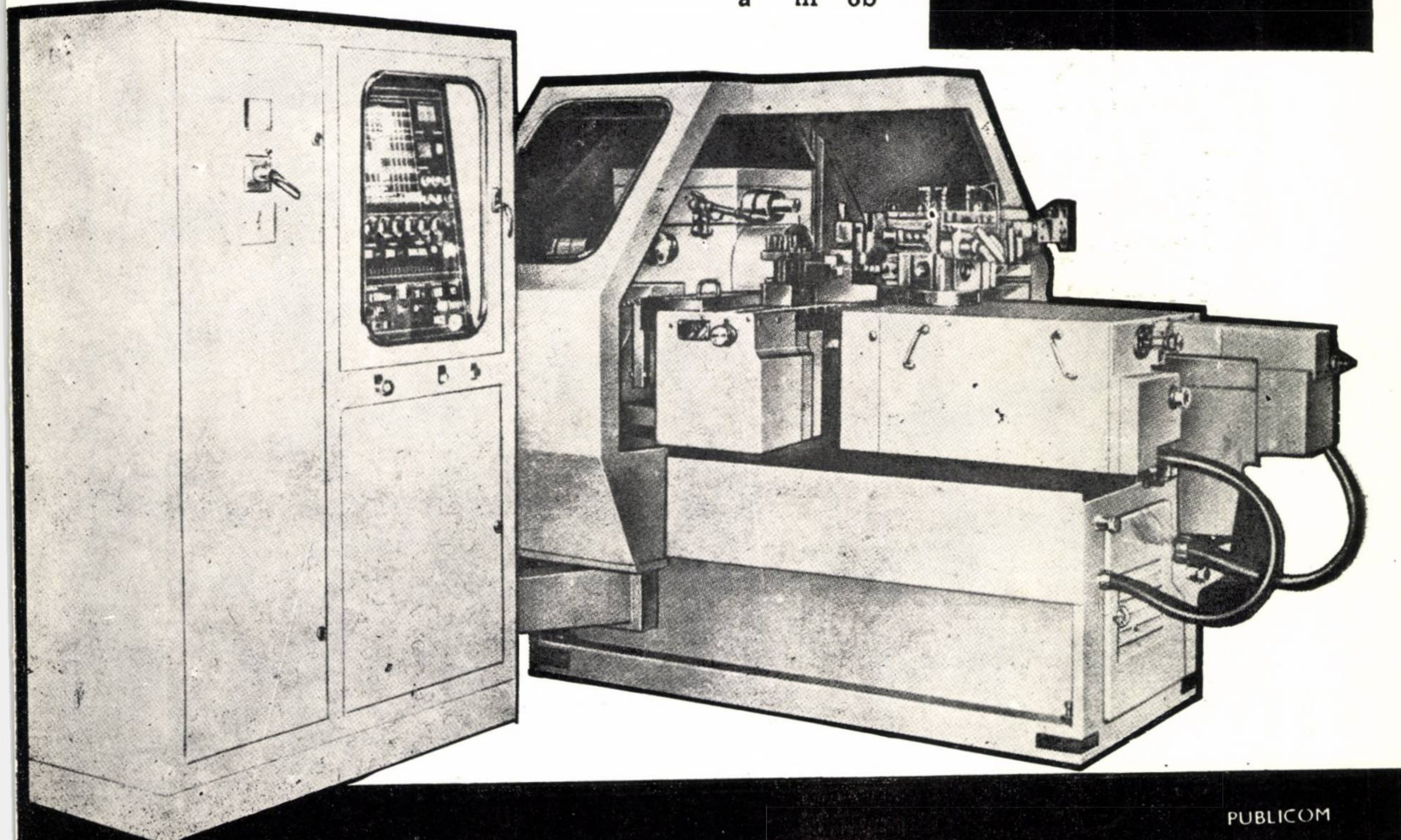
Comanda cu program prin afişare a cotelor se realizează cu ajutorul semiconductoarelor şi prezintă o mare siguranţă în exploatare.

ASR-200 este o maşină modernă cu mari posibilităţi tehnologice şi o mare precizie de prelucrare. Este prevăzută cu un set complet de scule şi accesorii suplimentare.

● Diametrul maxim de prelucrare :	
- deasupra căruciorului transversal	220 mm
- deasupra bancului de lucru	400 mm
● Cursa longitudinală a căruciorului cu cap revolver	450 mm
● Cursa căruciorului transversal	± 100 mm
● Precizia de prelucrare :	
- la operaţii de copiere	0, 05 mm
- **gradul de rugozitate**	$R_a = M_m (V_{6b})$

Exportator :

MACHINOEXPORT – S.A.R.L
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22 425
Telegrame : MACHINOEXPORT – Sofia



PUBLICOM

Centrala sovietică MACHINOEXPORT
principalul exportator de utilaje şi maşini
fabricate în întreprinderile din U.R.S.S.

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 ✉ SSSR MOSKVA 117330 7207 MOSKVA V-330

МАШИНОЭКСПОРТ

OFERA utilaje pentru puţurile de foraj petrolier, utilaj geofizic, minier, metalurgic, de construcţii, utilaj de ridicat şi transportat, excavatoare şi piese de schimb.

EXPUNE la Tîrgul Internaţional de la Bucureşti: încărcătoare electrice EP-0601, EP-0801, autocamion încărcător 4014, încărcător PPN-3, perforatoare pneumatice IP-4603, IP-4605 prevăzute cu dispoziv de pornire IK - 9214, compresoare SO-7A, şi SO-45A, vibratoare electrice IV-77, IV-24, IV - 2A, perforator pneumatic pentru beton IP-4604, maşină de rabotat parchet SO-97, electrocar ET-1040, perforator cu coloană PK-60.

PUBLICOM

COLABORARE - SPECIALIZARE - COOPERARE

imperativ de lungă durată,
la îndeplinirea căruia contribuie cel de al

19lea TIRG INTERNATIONAL PENTRU CONSTRUCTII DE MASINI

BRNO / Cehoslovacia, 14 - 22 septembrie 1977

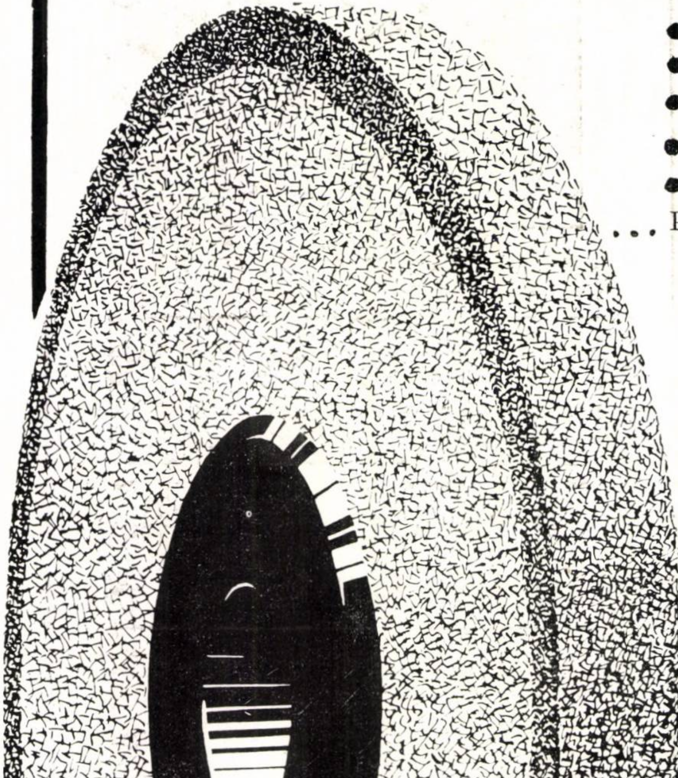
Data închiderii înscrierilor : 31 martie 1977

Pentru informaţii suplimentare vă adresaţi la :

BVV - Tîrguri şi Expoziţii BRNO,
Výstawiště 1, 60200 Brno, Cehoslovacia
Tel. 314 Telex 062294, 062295 Telegr. FAIRBRNO BRNO

PUBLICOM

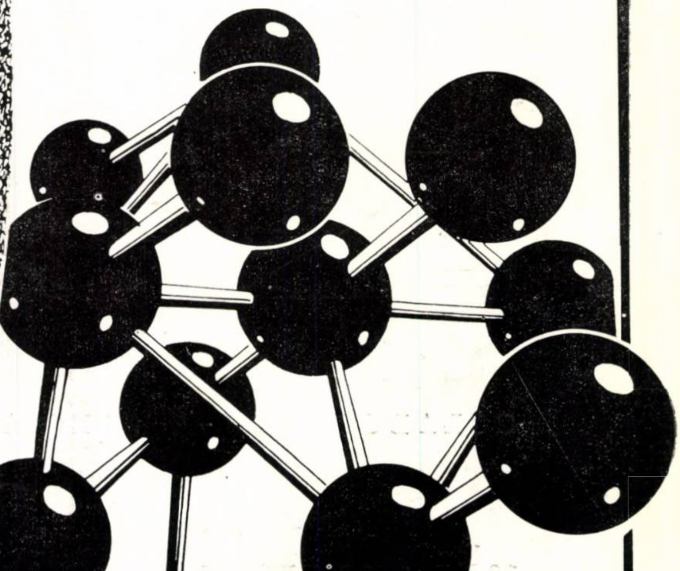
Cele mai rapide soluţii în problema rectificării precise a oţelurilor călite



- oţeluri înalte aliate;
- oţeluri pentru scule;
- oţeluri pentru scule aşchietoare rapide;
- oţeluri pentru rulmenţi;
- alte oţeluri călite

... PRIN FOLOSIREA SCULELOR DE ELBOR

Elborul are duritatea şi proprietăţile de prelucrare ale diamantelor sintetice şi o stabilitate termică de două ori mai mare decît ele. In plus, spre deosebire de ele, este neutru faţă de fier. Pentru orice informaţii privind folosirea elborului, adresaţi-vă singurului exportator:



Telex : 7691; 7692; 7693
Telefon: 334. 76. 00; 334. 75. 00

STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

V/O STANKOIMPORT 34/79, str. Obrucev
117839, Moscova, V-342, URSS

PUBLICOM

PASTELE CU DIAMANT
FABRICATE IN URSS

FOLOSITE CU SUCCES LA SUPRAFINISAREA, RODAREA, SI LUSTRUIREA SUPRAFETELOR MATERIALELOR METALICE SI NEMETALICE FRAGILE

▨ Pastele cu diamant măresc randamentul muncii şi reduc rugozitatea suprafeţelor prelucrate.

▨ Ele pot fi folosite în egală măsură la prelucrarea mecanică precum şi la cea manuală a pieselor.

▨ Pastele cu diamant sînt fabricate:

- în două tipuri: - solubile în solvenţi organici-O
  - solubile în apă-B
- în trei concentraţii: 2,5 şi 10%
- precum şi sub formă de granule de 11 dimensiuni

Pentru orice informaţii

scrieţi la următoarea adresă:

32/34 Smolenskaia-Sennaia
Moskova G-200, URSS
Telegrame: Stankoimport - Moskova;
Telex : 7227; 7228

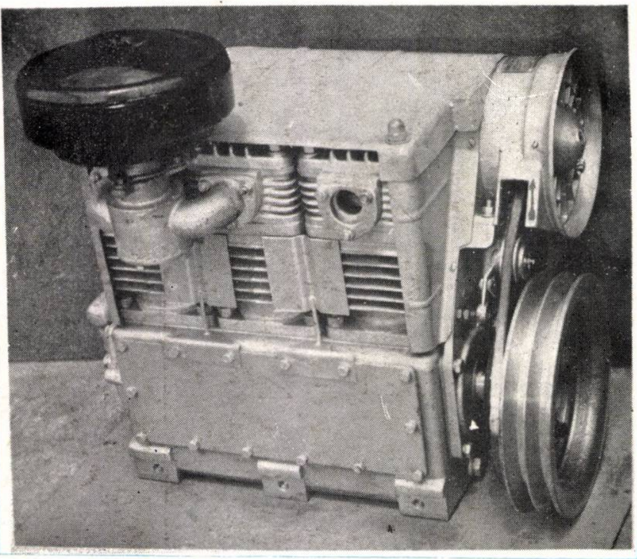
STANKOIMPORT
MOSKVA · SSSR

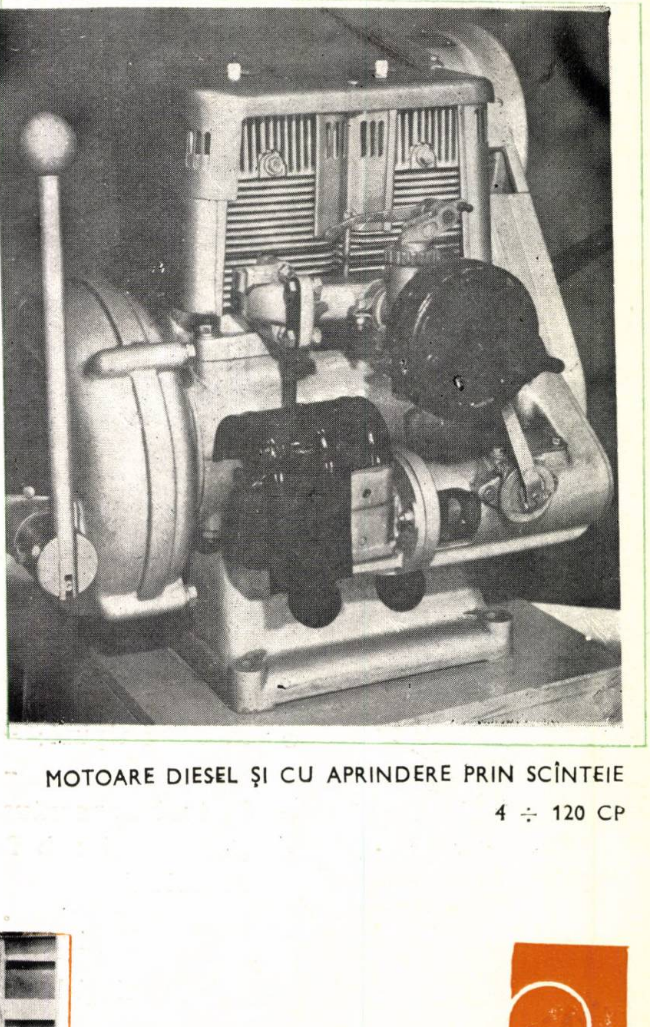
PUBLICOM

Întreprinderea de motoare și compresoare „TIMPURI NOI" București

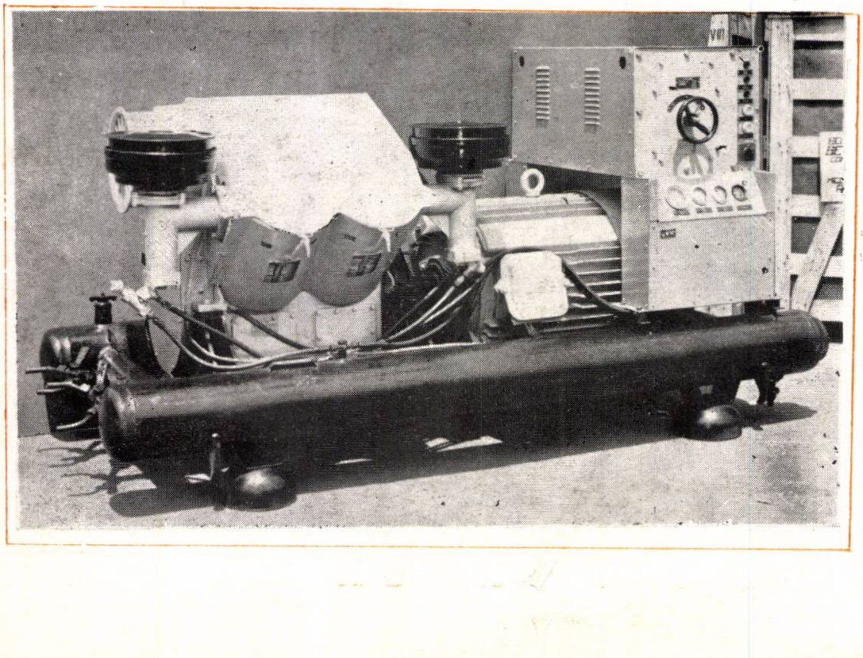
vă pune la dispoziție produsele sale:

COMPRESOARE 0,260 ÷ 10 m³/min





MOTOARE DIESEL ȘI CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE
4 ÷ 120 CP



ELECTROCOMPRESOARE ȘI MOTOCOMPRESOARE
0,260 ÷ 10 m³/min

Adresa: Splaiul Unirii nr. 165
Tel. 21.61.60

CONSTRUCTIA
DE MASINI

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

M. I. C. M.

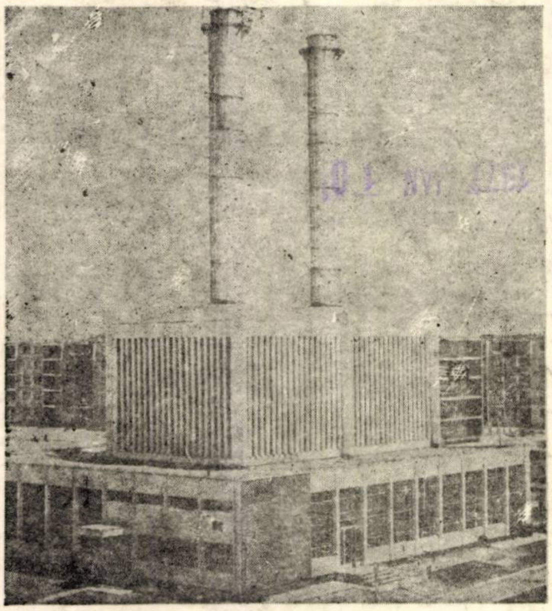
INTREPRINDEREA

VULCAN

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREŞTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 035 t/h

- Cazane de apă caldă
  de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
  pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
  GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDATĂ 1904

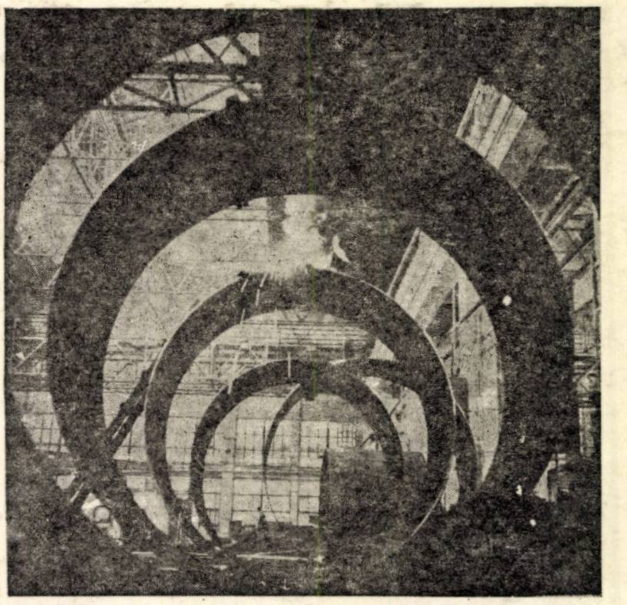
MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1, 5 şi 1, 9 t

*

In cei peste 70 ani de existenţă Intreprinderea VULCAN a acumulat o bogată experienţă tehnică, dispunînd de cadre cu înaltă calificare şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.



EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E 3279

66

REFERÁLVA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

11

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVIII • nr. 11 • NOIEMBRIE 1976

Institutul
de cercetări si proiectări tehnologice
pentru industria construcțiilor
de mașini

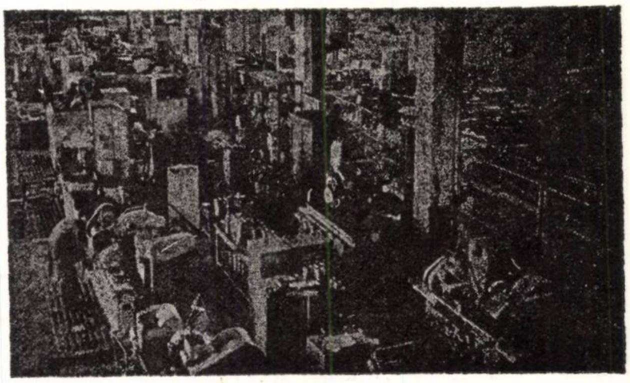
Şos. Olteniței 105, sector 5, București
telefon: 83 21 70 —— telex: 11798

ICPTCM

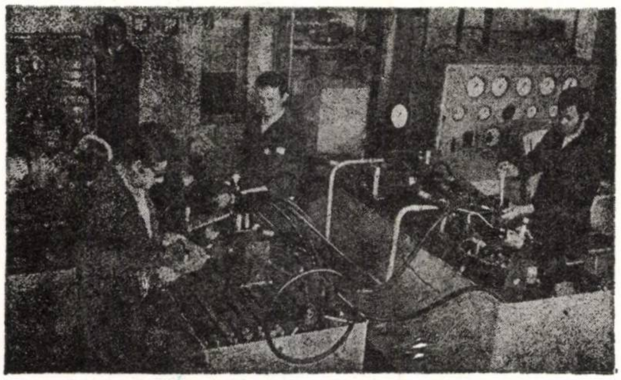
ACTIVITATI

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

Vedere parţială din baza de execuţie
Sectorul prelucrări mecanice



Laboratorul de organe de maşini



Laboratorul de acţionări hidraulice

PENTRU URMATOARELE DOMENII DE ACTIVITATI PRINCIPALE :

- Prelucrări mecanice prin aşchiere
- Prelucrări prin tehnologii neconvenţionale (electroeroziune, electrochimie, laser, fascicul de electroni etc.)
- Stanţare şi deformări plastice la rece
- Acoperiri galvanice şi vopsire
- Montaj mecanizat şi automatizat
- Control de calitate, fiabilitate
- Standuri de probe
- Acţionări hidraulice şi pneumatice, sisteme, elemente, logică fluidică, roboţi etc.
- Organe de maşini de uz general (angrenaje, mecanisme, materiale noi, frecare, ungere, vibraţii)
- Organizarea proceselor de fabricaţie în atelierele de prelucrări şi montaj
- Codificarea informaţiilor pentru prelucrarea automată a datelor
- Balanţarea capacităţilor de producţie
- Planificare, programare, urmărire a producţiei
- Tehnologii tipizate şi normative de timp

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
ANUL XXVIII, Nr. 11, NOIEMBRIE 1976

CUPRINS

ECHIPAMENTE ENERGETICE

1. *Studii şi cercetări în termoenergetică*

ANDREESCU, D. : **Metodă de calcul al traiectoriilor picăturilor într-un curent de abur umed cu aplicaţii la separatoarele de umiditate.** 537

NAHLIK, A. : **Determinarea frecvenţelor proprii de vibraţie axială a discurilor de turbină cu ajutorul similitudinii mecanice.** 543

NAHLIK, A., PASTIA, A. : **Calculul turaţiilor critice ale rotorilor maşinilor energetice.** 546

NEAGA, C. : **Distribuţia temperaturii în pereţii membrană ai sistemului vaporizator.** 551

NEAGA, C. : **Calculul termic al preîncălzitoarelor recuperative de aer.** 557

2. *Probleme de hidroenergetică*

NEGREA, B., VOŞTINARIU, A. : **Probleme privind proiectarea şi montajul capetelor de distribuţie de la turbinele hidraulice de tip Kaplan.** 561

NEGREA, B. : **Metodă pentru centrarea lagărelor cu cuzineţi din cauciuc de la turbinele hidraulice verticale.** 567

GHEORGHIŢĂ, L. : **Consideraţii privind adoptarea în perspectivă a sarcinii de aspiraţie la grupuri reversibile de tip bulb.** 569

ROŞU, G. : **Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistenţă longitudinal.** 575

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini

---

Redactor: ŞERBAN TEODORESCU
Consultant ştiinţific: ing. DAN ANDRONESCU;

SUMAR

CZ : 621.1.01.001.2

Andreescu, D. : **Metodă de calcul al traiectoriilor picăturilor într-un curent de abur umed cu aplicaţii la separatoarele de umiditate.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 537

CZ : 621.224 : 621.922 : 534

Nahlik, A. : **Determinarea frecvenţelor proprii de vibraţie axială a discurilor de turbină cu ajutorul similitudinii mecanice.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 543

CZ : 621.224–253

Nahlik, A., Pastia, A. : **Calculul turaţiilor critice ale rotorilor maşinilor energetice.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 546

CZ : 536.5

Neaga, C. : **Distribuţia temperaturii în pereţii membrană ai sistemului vaporizator.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 551

CZ : 621.187

Neaga, C. : **Calculul termic al preîncălzitoarelor recuperative de aer.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 557

CZ : 621.224

Negrea, V., Voştinariu, A. : **Probleme privind proiectarea şi montajul capetelor de distribuţie de la turbinele hidraulice de tip Kaplan.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 561

CZ : 621.224–131.1

Negrea, B. : **Metodă de cercetare a lagărelor cu cuzineţi din cauciuc de la turbinele hidraulice verticale.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 567

CZ : 621./.9

Gheorghiţă, L. : **Consideraţii privind adoptarea sarcinii de aspiraţie în perspectivă la grupuri reversibile de tip bulb.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 569

CZ : 624.157.1

Roşu, G. : **Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistenţă longitudinal.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 575

Revista ,,CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30; sau 50.40.90 şi 50.50.25/interior 253. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, Sector 5, pentru revista ,,Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : 8 lei.
Tiparul : Întreprinderea poligrafică ,,Informaţia", Bucureşti, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1538

Taxele poştale plătite în numerar pentru anul 1975, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

INHALTSVERZEICHNISS

DK : 621.1.01.001.2

Andreescu, D. : **Ermittlungsmethode für Tropfenwegen in einem Nassdampfstrom mit Anwendungen zu Nässeschleuder.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 537

DK : 621.224 : 621.922 : 534

Nahlik, A. : **Ermittlung der Eigenfrequenzen von Axialschwingungen der Turbinenscheiben mit der Hilfe der mechanischen Ähnlichkeit.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 543

DK : 621.224—253

Nahlik, A., Pastia, A. : **Berechnung des kritischen Ankerdrehzahls bei energetischen Maschinen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 546

DK : 536.5

Neaga, C. : **Temperaturverteilung in Membranwänden des Verdampfersystems.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 551

DK : 621.187

Neaga, C. : **Termische Berechnung der Vorwärmer mit Rückgewinnung der Luft.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 557

DK : 621.224

Negrea, B., Voştinariu, A. : **Entwurfs- und Montagefragen der Verteilungsenden bei Kaplanwasserturbinen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 561

DK : 621.224—131.1

Negrea, B. : **Forschungsmethode für Kautschukschalenlager bei den senkrechten Wasserturbinen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 567

DK : 621./.9

Gheorghiţă, L. : **Betrachtungen übe rdie Perspektivannahme der Ansaugungsbelastung bei umstellbaren wulstartigen Gruppen.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 569

DK : 624.157.1

Roşu, G. : **Optimisation von geschweisten Abschlusswänden mit longitudinalem Widerstandssystem.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), Nr. 11, S. 575

Achtung !

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM-Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137, telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.1.01.001.2

Андрееску, Д.: **Метод исчисления траекторий каплей в одном течение влажного пара с накладыванями при сепараторам Влажности.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 537

ДК : 621.224 : 621.922 : 534

Нахлик, А.: **Установление свойственных частот осевой вибраций на кругах турбин с помощью механического сходства.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 543

ДК : 621.224—253

Нахлик, А., Пастия, А.: **Исчисление решающих вращений роторов энергетических машин.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 546

ДК : 536.5

Неага, К.: **Распределение температуры в стены-мембраны выпарного система.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 551

ДК : 621 .187

Неага, К.: **Термическое исчисление подогревателей-рекуператоров воздуха.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 557

ДК : 621.224

Негреа, В., Воштинарю, А.: **Вопросы относится к проектированию и монтажу распределительных головок гидравлических поворотнолопастных турбин.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 561

ДК : 621.224—131.1

Негреа, В.: **Метод исследования подшипников с вкладышами из-за каучука на вертикальных гидравлических турбинах.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 567

ДК : 621./.9

Георгицэ, Л.: **Соображения относится к принятию нагрузки для засасывания у реверсивным группам тип луковица в перспективе.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 569

ДК : 624.157.1

Рошу, Г.: **Оптимизация сварных перемычек с системой продольного сопротивления.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, стр. 575

Внимание !

Читатели иностранных стран могу абонироваться при ILEXIM — serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137, telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

CONTENTS

DC : 621.1.01.001.2

Andreescu, D. : **Calculus method of drop trajectories in a damp steam current with applications to moisture separators.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 537

DC : 621.224 :621.922 : 534

Nahlik, A. : **Determination of the own axial vibration frequencies of turbine disks by the means mechanical similitude.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 543

DC : 621.224–253

Nahlik, A., Pastia, A. : **Calculus of critical speed of rotations of power machinery runners.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 546

DC : 536.5

Neaga, C. : **Temperature distribution in membrane wells of the vapourizer system.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 551

DC : 621.187

Neaga, C. : **Thermal calculus of the air recovering pre-heaters**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 557

DC : 621.224

Negrea, B., Voştinariu, A. : **Problems concerning design and assemblage of distribution ends on the Kaplan type hydraulical turbines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 561

DC : 621.224–131.1

Negrea, B. : **Rasearch method of rubber steps bearings in vertical hydraulical turbines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 567

DC : 621./.9

Gheorghiţă, L. : **Considerations concerning the future adoption of the aspiration charge in bulb type reversible groups.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 569

DC : 624.157.1

Roşu, G. : **Optimization of welded conflerdams with longitudinal resistance system.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 11, p. 575

Attention !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM-Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 – 137, telex 11 226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

SOMMAIRE

CD : 621.1.01.001.2

Andreescu, D. : **Méthode de calcul des trajectoires des gouttes dans un courrant de vapeur humide et l'application aux séparateurs par voie humide.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 537

CD : 621.224 : 621.922 : 534

Nahlik, I. : **Détermination au moyen de la similitude mécanique des fréquences propres de vibration axiale des disques des turbines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 543

CD : 621.224–253

Nahlik, A., Pastia, A. : **Calcul du nombre de tours critiques des rotors des machines énergetiques.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 546

CD : 536.5

Neaga, C. : **Distribution de la température des parrois — membrane du système vaporisateur.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 551

CD : 621.187

Neaga, C. : **Calcul thermique des réchauffeurs récupératifs d'air.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 557

CD : 621.224

Negrea, B., Voştinariu, A. : **Problèmes concernant l'élaboration des projets et le montage des têtes distributrices des turbines hydrauliques de type Kaplan.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 561

CD : 621.224–131.1

Negrea, B. : **Méthode de recherche sur les plaiers aux coussinets en caoutchouc, des turbines hydrauliques verticales.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 567

CD : 621./.9

Gheorghiţă, L. : **Considérations sur l'emploi futur de la charge d'aspiration dans les groupes reversibles du type bulbe.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 569

CD : 624.157.1

Roşu, G. : **Perfectionnement des batardeaux soudés du système de résistance longitudinal.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), no. 11, p. 575

Attention !

Les lecteurs étrangers de la revue pourront prendre des abonnements par ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136–137 telex, 11 226, Bucureşti str. 13 Decembrie nr. 3.

1. Studii și cercetări în termoenergetică

CZ: 621.1.01.001.2

Metodă de calcul al traiectoriilor picăturilor într-un curent de abur umed, cu aplicație la separatoarele de umiditate

Ing. Dan **Andreescu** – Institutu de cercetări și proiectări pentru echipamente termoenergetice (ICPET) – București

Separarea umidității din aburul umed, problemă specifică turbinelor al căror proces de destindere se desfășoară aproape în întregime în domeniul bifazic, este vitală pentru asigurarea siguranței în funcționare și a unui randament energetic cît mai ridicat. Această separare se face atît în interiorul corpurilor turbinei (separare internă) cît și între corpuri (separare externă).

Mișcarea mediilor bifazice este o problemă complexă sub raport gazodinamic și termodinamic, în consecință și posibilitățile de rezolvare sînt limitate la cazuri particulare de cele mai multe ori și în condițiile unor erori de obținere a rezultatelor destul de mari. Dificultățile care apar nu sînt de natura stabilirii relațiilor matematice care să descrie fenomenul, ci de rezolvarea lor, de stabilirea unor relații practice utile în calculele de dimensionare. În condițiile create de apariția calculatoarelor electronice multe probleme își găsesc soluția pe baza unei rezolvări numerice, acesta fiind și cazul lucrării de față.

În cele ce urmează este prezentată o contribuție la calculul teoretic al traiectoriilor picăturilor în aburul umed pentru un caz particular care își găsește aplicabilitatea la separatoarele de umiditate.

I. METODA DE CALCUL

Problema esențială care trebuie rezolvată pentru a se putea face o dimensionare corectă a unui separator mecanic o constituie determinarea traiectoriei picăturii în curentul de abur umed. Într-adevăr, separarea mecanică constă în modificarea succesivă a traseului curentului de abur ceea ce, datorită diferenței de densitate, corespunzător deci și de inerție, determină traiectorii diferite pentru cele două faze.

Cunoașterea traiectoriei picăturilor conduce la posibilitatea stabilirii dimensiunilor separatorului astfel încît să se permită colectarea picăturilor pe pereții canalelor prin care curge aburul, de pe care umiditatea captată să fie evacuată în exterior.

În continuare este prezentată metodica de calcul pentru traiectoria picăturii într-un curent de abur umed, care conține în desfășurarea sa:

- stabilirea modelului matematic,
- rezolvarea numerică,
- programarea pe calculator în LIMBAJ FORTRAN.

1. Stabilirea modelului matematic

La stabilirea ecuației traiectoriei picăturii se adoptă următoarele ipoteze:

— se consideră curgerea plană a unui curent de abur umed într-un canal de forma unei coroane circulare determinată de razele R_1, R_2 și delimitat de un unghi la centru de 90°; figura 1.

— în abur se consideră uniform distribuite picături sferice de apă cu diferite raze;

— curentul bifazic se consideră în echilibru termodinamic și izolat adiabatic de exterior;

— pentru abur se admite o curgere ideală, cu excepția vecinătății imediate a fiecărei picături în care se ia în considerație vîscozitatea sa;

— nu se ia în considerație efectul separării datorită difuziei turbulente care, în cazul apariției, ar conduce la o oarecare creștere a eficienței separării. Oricum acest fenomen nu afectează modelul matematic stabilit, putînd interveni doar ca un termen aditiv final care să majoreze eficiența separării;

— datorită vitezelor mici ale curentului în procesul de separație se admite o curgere incompresibilă; pentru distribuția de viteze și presiuni a aburului se va utiliza „metoda canalului" [6].

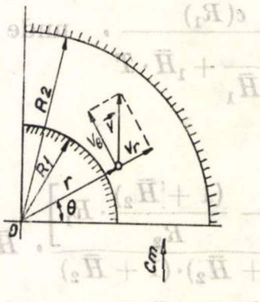


Fig. 1. Schema curgerii în canal.

Pentru stabilirea modelului matematic, în ipotezele arătate, se aplică picăturii teorema impulsului, adică:

$$\frac{d(m\cdot\vec{v})}{dt} = \vec{F}, \qquad (1)$$

unde : m este masa picăturii ; $\vec{v}$ este viteza sa, iar $\vec{F}$ reprezintă rezultanta forţelor exterioare.

Pentru uşurinţă formală calculul este efectuat în coordonate cilindrice astfel că relaţia (1) conduce la două ecuaţii de echilibru dinamic corespunzător axelor r şi θ şi anume :

$$\begin{cases} \dfrac{4\pi}{3}\,\xi^3\cdot\rho\cdot\left(\dfrac{d\vec{v}}{dt}\right)_r = \vec{F}_r \\[2ex] \dfrac{4\pi}{3}\,\xi^3\cdot\rho\cdot\left(\dfrac{d\vec{v}}{dt}\right)_\theta = \vec{F}_\theta \end{cases} \tag{2}$$

unde : ξ este raza picăturii, iar ρ densitatea sa.

În ce priveşte membrul drept al sistemului (2), neglijînd forţa de greutate şi cea arhimedică, acesta va conţine forţele superficiale de legătură, astfel :

Pe direcţia r

a. Forţa datorită variaţiei de presiune a aburului de-a lungul axei r. Pe baza ipotezei făcute, distribuţia de viteze şi presiuni pentru abur se calculează prin metoda canalului.

Fără a mai retranscrie tot calculul, care este destul de laborios, se dă direct relaţia obţinută :

$$F_{pr} = -\frac{2\pi}{3}\,\xi^3\cdot\Delta p,\ \text{iar}\ \Delta p = \frac{\gamma ab}{2g}\,[c^2(r) - c^2(r+2\cdot\xi)] \tag{3}$$

unde : $c(r)$ este viteza aburului în punctul considerat (pentru $R_1 =$ ct. şi $R_2 =$ ct., nu depinde de θ şi nu are componentă radială), iar γ_{ab} este greutatea specifică a aburului.

Viteza $c(r)$ se calculează cu :

$$c(r) = \frac{c(R_1)}{\dfrac{1}{1+\bar{H}_1} + {}_1\bar{H}\cdot T},\quad \text{unde}\quad \bar{H}_1 = \frac{T-R}{r},$$

$$T = \frac{\bar{H}_2\cdot\left[1 - \dfrac{(1+\bar{H}_2)}{R_2}\cdot R_1\right]}{\bar{H}_2\cdot(2+\bar{H}_2)\cdot(1+\bar{H}_2)},\ \bar{H}_2 = \frac{R_2-R_1}{R_1}\ \text{şi} \tag{3'}$$

$$c(R_1) = \frac{c_m}{\dfrac{1}{1+0{,}29\,\bar{H}_2} - \dfrac{H_2\cdot R_1}{2-(2+H_2)\cdot R_2}}$$

iar c_m este viteza medie a curentului la intrarea în canal, figura 1.

b. Forţa de frecare datorită avansării picăturii pe direcţie radială se poate calcula cu relaţia lui Stokes, valabilă pentru :

$$Re = \frac{2\cdot\xi\cdot v}{\nu} < 1,\ [2];\ [5]:$$

$$F_{fr} = -6\pi\,\eta\,\xi\cdot v_r \tag{4}$$

unde : η este vîscozitatea dinamică, ν este vîscozitatea cinematică, iar v_r este componenta vitezei picăturii pe direcţia r.

De menţionat că pentru procesul de separare condiţia referitoare la numărul Reynolds pentru picătură ($Re<1$) este în general satisfăcută, pentru $R_e>1$ există posibilitatea introducerii unui coeficient de corecţie [2] astfel încît relaţia lui Stokes să poată fi utilizată cu o eroare mai mică de 7% şi pînă la $Re \simeq 30$

— *Pe direcţia* θ

Acţionează doar forţa de frecare, corespunzătoare diferenţei de viteză dintre picătură şi aburul care o înconjoară :

$$F_{f\theta} = 6\pi\eta\xi\,[c(r) - v_\theta] \tag{5}$$

Revenind la relaţia (1), ţinînd cont de relaţiile (2)—(5) şi că în membrul stîng se face derivarea substanţială a vitezei, se obţine următorul sistem de ecuaţii :

$$\begin{cases} \dfrac{4\pi}{3}\cdot\xi^3\cdot\rho\cdot\left(\dfrac{\partial v_r}{\partial_r}v_r +.\dfrac{\partial v_r}{\partial\theta}\dfrac{v_\theta}{r} - \dfrac{v_{\theta^2}}{r}\right) = \\[1ex] \qquad = -\dfrac{2\pi}{3}\,\xi^2\cdot\Delta p - 6\pi\eta\xi v_r \\[2ex] \dfrac{4\pi}{3}\,\xi^3\cdot\rho\left(\dfrac{\partial v_\theta}{\partial r}\cdot v_r + \dfrac{\partial v_\theta}{\partial\theta}\cdot\dfrac{v_\theta}{r} + \dfrac{v_\theta\cdot v_r}{r}\right) = \\[1ex] \qquad = 6\pi\eta\xi\cdot[c(r) - v\theta] \end{cases} \tag{6}$$

sau aducînd la o formă convenabilă :

$$\begin{aligned} &\frac{\partial v_r}{\partial r}\cdot v_r + \frac{\partial v_r}{\partial\theta}\cdot\frac{v_\theta}{r} - \frac{v_{\theta^2}}{r} = -u_1\Delta p - U_2 v_r \\ &\frac{\partial v\theta}{\partial r}\cdot v_r + \frac{\partial v_\theta}{\partial\theta}\cdot\frac{v_\theta}{r} + \frac{v_\theta\cdot v_r}{r} = u_2\cdot[c(r) - v] \end{aligned} \tag{7}$$

unde : $u_1 = \dfrac{1}{2\xi\rho}$ şi $u_2 = \dfrac{4{,}5\,\eta}{\xi^2\rho}$

Relaţiile (7) care constituie un sistem de ecuaţii nelineare cu derivate parţiale de ordinul I reprezintă modelul matematic al problemei puse : determinarea traiectoriei picăturii într-un canal ca cel din figura 1.

2. Rezolvarea numerică

Rezolvarea sistemului (7), adică determinarea funcţiilor necunoscute $v_r(r,\theta)$ şi $v_\theta(r,\theta)$ se va face printr-o metodă numerică, trecînd de la mărimi infinit mici la mărimi discrete. Astfel, se consideră traiectoria picăturii ca o linie poligonală care pentru o infinitate de laturi tinde către traiectoria reală. În acest fel, traiectoria reală este aproximată pe porţiuni cu segmente de dreaptă pe care, pentru lungimi ale lor suficient de mici, viteza şi direcţia picăturii se pot considera constante. În sistemul de coordonate cilindrice un element al acestei traiectorii este reprezentat în figura 2.

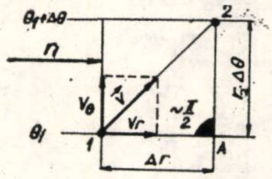


Fig. 2. Schema cu elementul de traiectorie $\overline{12}$, care aproximează traiectoria reală $\overline{12}$.

Pe segmentul $\overline{12}$ viteza se consideră constantă ca direcţie şi mărime şi egală cu viteza din punctul 2, avînd relaţia : $\vec{v}_2 = \vec{v}_1 + \Delta\vec{v}$. În figura 2 pentru un Δ θ suficient de mic se poate aproxima că Δ 1A2 este dreptunghic. În consecinţă din asemănarea triunghiurilor rezultă :

$$\frac{v_{\theta 2}}{v_{r2}} = \frac{r_2 \cdot \Delta\theta}{\Delta r} \quad \text{sau} \quad \frac{v_{r2}}{\Delta r} = \frac{v_{\theta 2}}{r_2 \cdot \Delta\theta} \qquad (8)$$

Relaţia (8) reprezintă condiţia cinematică ca picătura de apă să se deplaseze din punctul 1 în 2.

Rescriind sistemul (7) cu mărimi discrete se obţine :

$$\begin{aligned} &\frac{\Delta v_{rr}}{\Delta r}\, v_{r2} + \frac{\Delta v_{r\theta}}{\Delta\theta} \cdot \frac{v_{\theta 2}}{r_2} - \frac{v_{\theta 2}^2}{r_2} = \\ &= -u_1 \cdot \Delta p - u_2 \cdot v_{r2} \\ &\frac{\Delta v_{\theta r}}{\Delta r} \cdot v_{r2} + \frac{\Delta v_{\theta\theta}}{\Delta_\theta} \cdot \frac{v_{\theta 2}}{r_2} + \frac{v_{\theta 2} \cdot v_{r2}}{r_2} = \\ &= u_2[c(r_2) - v_{\theta 2}] \end{aligned} \qquad (9)$$

În (9) prin Δv_{rr}, $\Delta v_{r\theta}$, $\Delta v_{\theta r}$ şi $\Delta v_{\theta\theta}$ se exprimă variaţia discretă a componentelor v_r şi v_θ în operaţia de derivare parţială în funcţie de r şi θ înainte de trecerea la limită.

Pe de altă parte diferenţialele funcţiilor $v_r(r, \theta)$ şi $v_\theta(r, \theta)$ scrise cu mărimi discutate sînt :

$$\begin{aligned} \Delta v_r &= \frac{\Delta v_{rr}}{\Delta r}\, \Delta r + \frac{\Delta v_{r\theta}}{\Delta\theta} \cdot \Delta\theta, \\ \Delta v_\theta &= \frac{\Delta v_{\theta r}}{\Delta r} \cdot \Delta r + \frac{\Delta v_{\theta\theta}}{\Delta\theta} \cdot \Delta\theta \end{aligned} \qquad (10)$$

În continuare ţinînd cont că : $v_{r2} = v_{r1} + \Delta v_r$, $v_{\theta 2} = v_{\theta_1} + \Delta v_\theta$, $r_2 = r_1 + \Delta r$ şi pe baza relaţiilor (8) şi (10), sistemul (9) devine :

$$\left\{ \begin{aligned} &\Delta v_r \cdot \frac{v_{1\theta} + \Delta v_\theta}{(r_1 + \Delta r)\Delta\theta} - \frac{(v_{\theta 1} + \Delta v_\theta)^2}{r_1 + \Delta r} = \\ &= -u_1 \cdot \Delta p - u_2(v_{r1} + \Delta v_r) \\ &\Delta v_\theta \cdot \frac{v_{\theta 1} + \Delta v_\theta}{(r_1 + \Delta r)\,\Delta\theta} + \frac{(v_{\theta 1} + \Delta v_\theta)(v_{r1} + \Delta v_r)}{r_1 + \Delta r} = \\ &= u_2 \cdot [c(r_1 + \Delta r) - (v_{\theta 1} + \Delta v_\theta)] \end{aligned} \right. \qquad (11)$$

Impunîndu-se o variaţie discretă şi egală pentru θ, adică Δθ, sistemul (11) împreună cu condiţia cinematică (7) formează un sistem de trei ecuaţii algebrice nelineare cu necunoscutele Δv_r, Δv_θ şi Δr, care admite o rezolvare uşoară, de exemplu printr-o metodă iterativă.

Pentru determinarea numerică a traiectoriei căutate se pleacă de la condiţii iniţiale date, adică cunoscîndu-se v_{r1}, $v_{\theta 1}$, r_1, θ_1 şi pentru R_1, R_2, ξ şi c_m daţi se determină din sistemul format de (11) plus (7) variaţiile discrete Δv_r Δv_θ şi Δr. Pe baza lor rezultă imediat v_{r_2}, v_{θ_2}, r_2 şi θ_2 (care rezultă separat avînd $\theta_i = \theta_{i-1} + \Delta\theta$, iar Δθ se ia suficient de mic, de exemplu 10', pentru a asigura precizia dorită calculelor). Cu aceste date se trece la calcularea succesivă a punctelor 3, 4...n, datele din punctul i—1 constituind valorile iniţiale necesare calculării mărimilor v_{r_i}, $v_{\theta i}$ şi r_i şi θ_i. În acest fel pe baza mărimilor cunoscute r_i şi θ_i se determină tabelar traiectoria avînd corespunzător şi viteza picăturii în punctul respectiv.

3. Programul de calculator

Pentru utilizarea eficientă a metodei descrise, aceasta a fost programată în limbaj FORTRAN, listarea programului ce se dă în continuare cuprinzînd :

- programul principal.
- subprogramele.
- exemplu de afişare a rezultatelor.

Programul principal nu necesită explicaţii avînd în vedere cartelele de comentariu pe care le conţine, iar cele două subprograme au următorul rol :

— SUBROUTINE SISDIF, rezolvă sistemul algebric format de relaţiile (8) şi (11).
— SUBROUTINE CANAL, calculează relaţiile (3) şi (3').

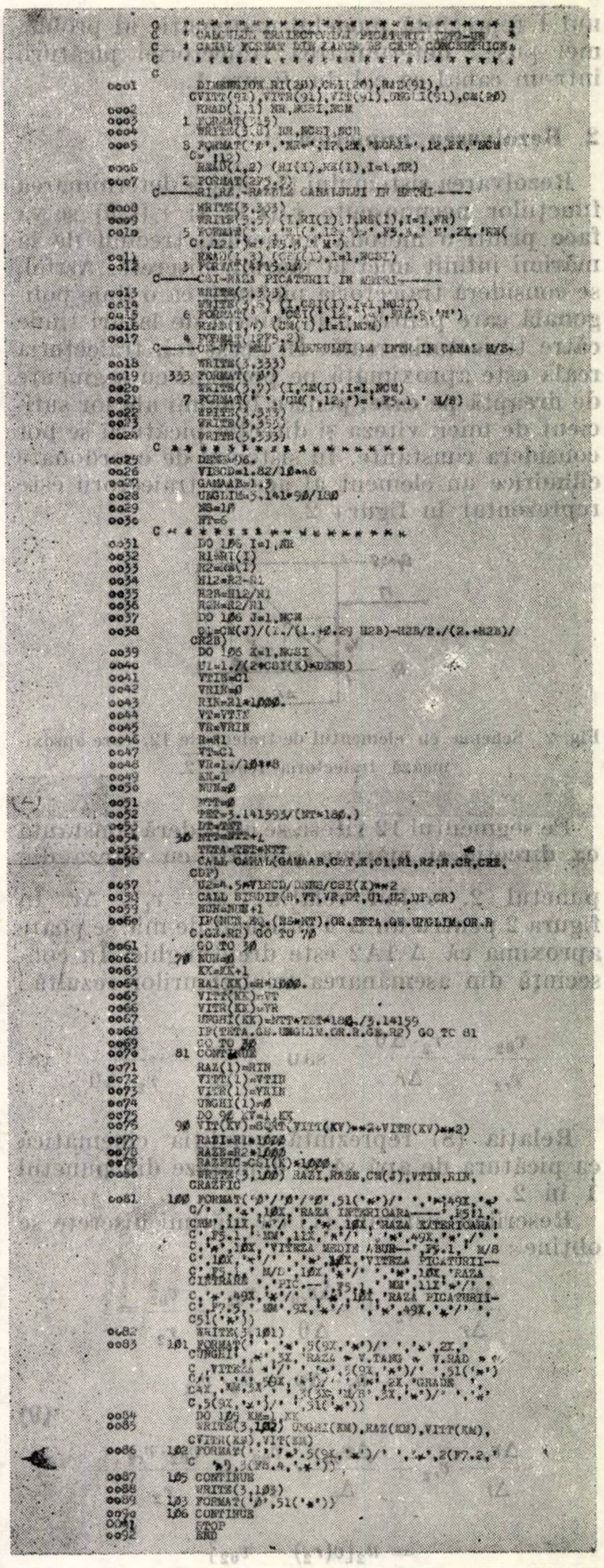
În tabelul de rezultate se tipăresc datele de intrare şi rezultatele obţinute în funcţie de unghiul θ_i (în cazul de faţă din 10° în 10° pentru a nu lungi tabelul).

Programul listat pentru calculator.

```
      SUBROUTINE SISDIF(R,VT,VR,DT,DR,U1,U2,DP,
     CCR)
      M=3
      RM=R
      VTM=VT
      VRM=VR
      DO 1 J=1,M
      DR=RM*DT*VRM/VTM
      T1=VTM/RM/DT
      T2=DP*U1-U2*VR+VTM**2/RM
      T4=T1+U2
      DVR=T2/T4
      VRM=VR+DVR
      T3=U2*(CR-VT)-VT*VRM/RM
      T5=T1+U2+VRM/RM
      DVT=T3/T5
      VTM=VT+DVT
      RM=R+DR
    1 CONTINUE
      R=R+DR
      VT=VT+DVT
      VR=VR+DVR
      RETURN
      END

      SUBROUTINE CANAL(GAMAAB,CSI,K,C1,R1,R2,R,
     CCR,CRE,DP)
      DIMENSION CSI(20)
      H12=R2-R1
      H2B=H12/R1
      R2B=R2/R1
      HB=(R-R1)/R1
      HBE=(R+2*CSI(K)-R1)/R1
      TR=H2B/(2+H2B)*(1-(1+H2B)/R2B)
      T1=TR/(H2B*(1+H2B))
      CR=C1*(1./(1+HB)+HB*T1)
      CRE=C1*(1./(1+HBE)+HBE*T1)
      DP=GAMAAB/19.62*(CRE**2-CR**2)
      RETURN
      END
```

Exemplu de afişare a rezultatelor

```
RAZA INTERIOARĂ ————      5.0 MM
RAZA EXTERIOARĂ————      15.0 MM

VITEZA MEDIE ABUR ———     5.0 M/S
VITEZA PICĂTURII  ———     9.1 M/S
RAZA INTRARE PIC.  ——     5.0 MM

RAZA PICĂTURII ————————  0.00200 MM

 UNGHI     RAZA     V. TANG     V. RAD     VITEZA

 GRADE      MM        M/S        M/S         M/S

  0.0      5.00     9.0979     0.0        9.0979
 10.00     5.04     9.0218     0.6632     9.0461
 20.00     5.11     8.8986     0.7262     8.9282
 30.00     5.19     8.7735     0.7072     8.8020
 40.00     5.26     8.6527     0.6791     8.6793
 50.00     5.33     8.5367     0.6517     8.5615
 60.00     5.40     8.4254     0.6259     8.4486
 70.00     5.47     8.3184     0.6019     8.3402
 80.00     5.54     8.2155     0.5793     8.2359
 90.00     5.61     8.1164     0.5582     8.1355
```



```
C * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
C * CALCULUL TRAIECTORIEI PICATURII INTR-UN    *
C * CANAL FORMAT DIN ZANOE DE CERC CONCENTRICE*
C * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * * *
C
      DIMENSION RI(20),CSI(20),RAZ(91),
     CVITT(91),VITR(91),VIT(91),UNGHI(91),CM(20)
      READ(1,1) NR,NCSI,NCM
    1 FORMAT(3I5)
      WRITE(3,8) NR,NCSI,NCM
    8 FORMAT('0','NR=',I2,2X,'NCSI=',I2,2X,'NCM
     C=',I2)
      READ(1,2) (RI(I),RE(I),I=1,NR)
    2 FORMAT(2F5.3)
C-----RI,RE,-RAZELE CANALULUI IN METRI-----
      WRITE(3,333)
      WRITE(3,5) (I,RI(I),I,RE(I),I=1,NR)
    5 FORMAT(' ','RI(',I2,')=',F5.3,' M',2X,'RE(
     C',I2,')=',F5.3,' M')
      READ(1,3) (CSI(I),I=1,NCSI)
    3 FORMAT(4F15.10)
C-----CSI-RAZA PICATURII IN METRI-----
      WRITE(3,333)
      WRITE(3,6) (I,CSI(I),I=1,NCSI)
    6 FORMAT(' ','CSI(',I2,')=',E12.5,'M')
      READ(1,4) (CM(I),I=1,NCM)
    4 FORMAT(12F5.2)
C-----CM-VIT MED A ABURULUI LA INTR IN CANAL M/S-
      WRITE(3,333)
  333 FORMAT('0')
      WRITE(3,7) (I,CM(I),I=1,NCM)
    7 FORMAT(' ','CM(',I2,')=',F5.1,' M/S)
      WRITE(3,333)
      WRITE(3,333)
      WRITE(3,333)
C * * * * * * * * * * * * * * * * * *
      DENS=996.
      VISCD=1.82/10**6
      GAMAAB=1.3
      UNGLIM=3.141*90/180
      NS=10
      NT=6
C * * * * * * * * * * * * * * * * * *
      DO 106 I=1,NR
      R1=RI(I)
      R2=RE(I)
      H12=R2-R1
      H2B=H12/R1
      R2B=R2/R1
      DO 106 J=1,NCM
      C1=CM(J)/(1./(1.+2.29 H2B)-H2B/2./(2.+H2B)/
     CR2B)
      DO 106 K=1,NCSI
      U1=1./(2*CSI(K)*DENS)
      VTIN=C1
      VRIN=0
      RIN=R1*1000.
      VT=VTIN
      VR=VRIN
      R=R1
      VT=C1
      VR=1./10**8
      KK=1
      NUN=0
      NTT=0
      TET=3.141593/(NT*180.)
      DT=TET
   30 NTT=NTT+1
      TETA=TET*NTT
      CALL CANAL(GAMAAB,CSI,K,C1,R1,R2,R,CR,CRE,
     CDP)
      U2=4.5*VISCD/DENS/CSI(K)**2
      CALL SISDIF(R,VT,VR,DT,U1,U2,DP,CR)
      NUN=NUN+1
      IF(NUN.EQ.(NS*NT).OR.TETA.GE.UNGLIM.OR.R
     C.GE.R2) GO TO 70
      GO TO 30
   70 NUN=0
      KK=KK+1
      RAZ(KK)=R*1000.
      VITT(KK)=VT
      VITR(KK)=VR
      UNGHI(KK)=NTT*TET*180./3.14159
      IF(TETA.GE.UNGLIM.OR.R.GE.R2) GO TC 81
      GO TO 30
   81 CONTINUE
      RAZ(1)=RIN
      VITT(1)=VTIN
      VITR(1)=VRIN
      UNGHI(1)=0
      DO 90 KV=1,KK
   90 VIT(KV)=SQRT(VITT(KV)**2+VITR(KV)**2)
      RAZI=R1*1000
      RAZE=R2*1000
      RAZPIC=CSI(K)*1000.
      WRITE(3,100) RAZI,RAZE,CM(J),VTIN,RIN,
     CRAZPIC
  100 FORMAT('0'/'0'/'0',51('*')/' ','*',49X,'*'
     C/' ','*',10X,'RAZA INTERIOARA-----',F5.1,'
     CMM',11X,'*'/' ','*',10X,'RAZA EXTERIOARA
     C',F5.1,' MM',11X,'*'/' ','*',49X,'*',/' '
     C,'*',10X,'VITEZA MEDIE ABUR---',F5.1,' M/S
     C',10X,'*'/' ','*',10X,'VITEZA PICATURII--
     C',F5.1,' M/S',10X,'*'/' ','*',10X,'RAZA
     CINTRARE ','PIC.--',F5.1,' MM',11X'*'/' '
     C,'*',49X,'*'/' ','*',10X,'RAZA PICATURII-
     C',F7.5,' MM',9X,'*'/' ','*',49X,'*'/' ',
     C51('*'))
      WRITE(3,101)
  101 FORMAT(' ','*',5(9X,'*')/' ','*',2X,'
     CUNGHI',' *',3X,'RAZA * V.TANG * V.RAD * '
     C,'VITEZA *'/' ','*',5(9X,'*')/' ',51('*')
     C/' ','*',[illegible],'*',2X,'GRADE ',
     C[illegible],'M/S',3X,'*')/' ','*'
     C,5(9X,'*')/' ',51('*'))
      DO 105 KM=1,KK
      WRITE(3,102) UNGHI(KM),RAZ(KM),VITT(KM),
     CVITR(KM),VIT(KM)
  102 FORMAT(' ','*',5(9X,'*')/' ','*',2(F7.2,'
     C *'),3(F8.4,'*'))
  105 CONTINUE
      WRITE(3,103)
  103 FORMAT('0',51('*'))
  106 CONTINUE
      STOP
      END
```

II REZULTATELE CALCULULUI TEORETIC

Pentru studierea teoretică a procesului de separare s-au făcut calcule cu programul prezentat, o parte din rezultate prezentîndu-se în continuare. Astfel, pentru canalul din figura 3 s-a considerat situaţia iniţială, cea mai defavorabilă separării, cea în care picătura porneşte din punctul 1 avînd aceeaşi viteză cu cea locală a aburului. Mărimea care interesează este deplasarea radială a picăturii ΔR după parcurgerea unui unghi la centru dat.

Pentru existenţa unei baze de comparaţie în toate datele prezentate s-a considerat valoarea lui ΔR corespunzătoare unui unghi la centru $\theta = 90°$.

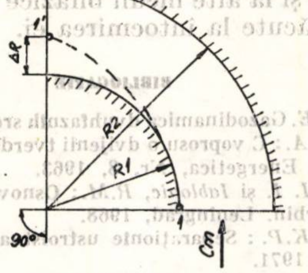


Fig. 3. Schema pentru calculul numeric.

În figura 4 se prezintă variaţia $\Delta R = f(\xi)$ pentru diferite valori ale vitezei medii la intrare c_m considerînd un curent de aer umed la

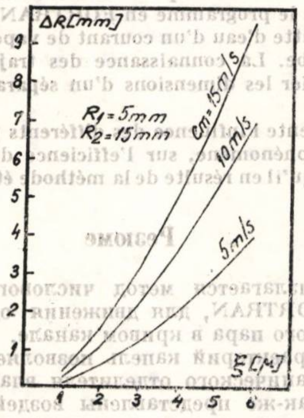


Fig. 4. Curbele $\Delta R = f(\xi)$ pentru aer umed la $p = 760$ mm Hg şi $t = 20°C$.

760 mm Hg şi 20°C. Se constată, după cum era de aşteptat, că dimensiunea picăturii are o influenţă deosebită asupra lui ΔR, aceasta avînd o alură puternic crescătoare. Un al doilea parametru ca pondere în influenţarea lui ΔR este viteza la intrare c_m. Fără a mai exemplifica se menţionează că, oarecum neaşteptat, raza R_1 are o influenţă relativ redusă asupra procesului de separare.

În figura 5 se prezintă influenţa presiunii aburului umed asupra procesului de separare, în sensul scăderii eficienţei separării odată cu creşterea presiunii, datorită creşterii vîscozităţii şi a densităţii aburului. În figura 6 sînt date comparativ valorile lui ΔR pentru abur umed şi aer umed în scopul analizării posibilităţii modelării experimentale a procesului cu aer, ceea ce conduce la avantaje de natură experimentală deosebită.

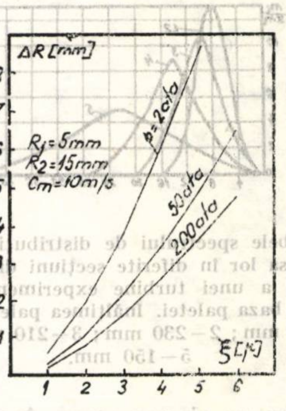


Fig. 5. Curbele $\Delta R = f(\xi)$ pentru abur umed la diverse presiuni.

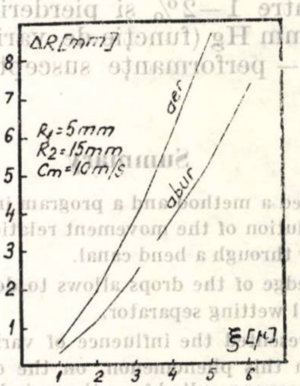


Fig. 6. Comparaţie între curbele $\Delta R = f(\xi)$ pentru :
— aer umed la $p = 760$ mm Hg şi $t = 20°C$,
— abur umed la 2 ata.

III APLICAREA REZULTATELOR OBŢINUTE PE CALE TEORETICĂ

Separatorul extern de umiditate trebuie să asigure o reducere a umidităţii sub 1% în condiţiile unei pierderi de presiune cît mai scăzute. Pentru a putea dimensiona un separator de umiditate cu şicane în care, prin devieri succesive ale curentului de abur, picăturile se depun pe pereţii şicanelor este necesară cunoaşterea distribuţiei picăturilor în funcţie de rază, cum ar fi cea din figura 7 reprodusă din lucrarea [3].

Se constată, din figura 7, că pentru a asigura o eficienţă bună a separării trebuie reţinute toate picăturile a căror rază depăşeşte 2—3μ. În consecinţă, cunoscînd din calculele teoretice valoarea deplasării radiale a picăturii (ΔR din fig. 4) în funcţie de parametrii care intervin, se poate determina unghiul la centru pe care trebuie să-l parcurgă picătura pentru ca pornind din punctul 1 să ajungă pe peretele exterior al canalului definit de raza R_2 (fig. 3), aceasta fiind situația cea mai defavorabilă drenării.

Pornind de la metodica întocmită și pe baza celor expuse anterior, s-a realizat un model

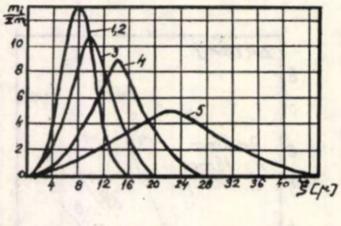


Fig. 7. Curbele spectrului de distribuție a picăturilor în funcție de masa lor în diferite secțiuni din avalul rotorului ultimei trepte a unei turbine experimentale. Distanța se măsoară de la baza paletei. Înălțimea paletei : 247 mm, $y_0 = 5\%$. 1—240 mm ; 2—230 mm ; 3—210 mm ; 4—190 mm ; 5—150 mm.

de separator cu șicane, care, încercat cu abur cu umiditate inițială 15% și presiune 2,5 ata, a condus la obținerea unei umidități finale cuprinsă între 1—2% și pierderi de presiune de 20—30 mm Hg (funcție de variantele experimentate) — performanțe susceptibile de îmbunătățire.

Summary

It is presented a method and a program in FORTRAN for numerical resolution of the movement relation of a drop in a wet steam flow through a bend canal.

The knowledge of the drops allows to determin the sizes of a mechanical wetting separator.

It is also presented the influence of various parameters, which occur in this phenomenon, on the efficiency of the separation process as resulted from the metodology.

Zusammenfassung

Die in diesem Aufsatz dargestellte Auflösungsmethode, sowie das Fortran-Programm dient zur Bestimmung der Bewegung eines feuchten Stromflusstropfens in einer aufgebogenen Rinne. Auf Grund von bekannten Tropfenwegen können die Abmessungen eines mechanischen Feuchtigkeitsabscheiders ermittelt werden. Weite rwerden verschiedene Kenngrössen erklärt, und zwar die Wirksamekeit des Abscheidevorgangs, so wie sie laut der festgelgten Methodologie erscheint.

IV CONCLUZII

Metodica de calcul întocmită și prezentată în această lucrare reprezintă o cale suficient de exactă pentru stabilirea parametrilor funcționali și constructivi ai unui separator mecanic de umiditate, prin confirmarea obținută de experimentările efectuate. Metodica poate fi utilizată și pentru canale curbilinii diferite de coroana circulară în limitele admise de metoda canalului, pentru aceasta fiind suficient ca în programul de calcul să se introducă dependențele $R_1(\theta)$ și $R_2(\theta)$ corespunzătoare. Este de asemenea posibil ca metodica să poată fi utilizată și la alte medii bifazice care respectă ipotezele făcute la întocmirea ei.

BIBLIOGAFIE

[1] *Deici, M.E.* Gazodinamica dvuhfaznih sredi Moskva, 1968.

[2] *Gurviț, A.A.*: C voprosu o dvijenii tverdoi ciastiți v potoke gaza. Energetica, Nr. 8, 1963.

[3] *Kirilov, I. I.* și *Iablonic, R.M.*: Osnovi teorii vlajnoparovih turbin. Leningrad, 1968.

[4] *Minkin, K.P.* : Separaționie ustroistva parovih cotlov. Moskva, 1971.

[5] *Oroveanu, T.*: Mecanica fluidelor vîscoase. București, 1967.

[6] *Serstiuk, A. N.*: Rasciot tecenii v elementah turbomașin Moskva, 1967.

Résumé

On présente une méthode pour otbenir la résolution numérique ainsi que le programme en FORTRAN pour le mouvement d'une goutte d'eau d'un courant de vapeur humide dans un canal courbe. La connaissance des trajets des gouttes permet d'établier les dimensions d'un séparateur mécanique d'umidité.

L'étude présente l'influence des différents paramètres gouvernement le phénomene, sur l'efficience du processees de séparation tel qu'il en résulte de la méthode établie.

Резюме

В статье излагается метод числового решения и программа FORTRAN, для движения одной капли в потоке влажного пара в кривом канале.

Познание траекторий капель позволяет определение размеров механического отделителя влажности.

В статье так-же представлены воздействие разных влияющих на это явление параметров и эффективность процесса отделения, так как получается с установленной методологии.

* * *

CZ : 621.224 :621.922 : 534

Determinarea frecvenţelor proprii de vibraţie axială a discurilor de turbină cu ajutorul similitudinii mecanice

Dr. ing. Adalbert **Nahlik** – I.C.P.E.T – Bucureşti

Un element de mare răspundere în construcţia unei turbine cu abur este discul pe care sînt fixate paletele rotorice. Fenomenul de rezonanţă a discurilor – coincidenţa frecvenţei forţelor perturbatorii cu una din frecvenţele proprii de vibraţie axială a discului – trebuie să fie evitat încă în faza de proiectare, printr-o alegere corespunzătoare a geometriei acestora. Dificultatea întîmpinată este că metodele existente de calcul al acestor frecvenţe proprii nu asigură o precizie mulţumitoare, iar stabilirea lor pe cale experimentală (pe rotorul deja executat) nu mai este oportună.

Pornind de la aceste constatări a fost iniţiat un program de măsurători în scopul elaborării unei metode rapide şi în acelaşi timp suficient de exacte pentru determinarea frecvenţelor proprii ale discurilor în faza de proiectare. În acest scop a fost aplicată metoda similitudinii mecanice, un mijloc frecvent utilizat atît pentru verificarea sau completarea unor metode de calcul, cît şi pentru obţinerea unor rezultate cantitative în cazul cînd complexitatea fenomenului studiat nu permite o tratare matematică completă a acestuia.

Definirea criteriilor de similitudine

Din ecuaţiile care descriu fenomenul vibratoriu al plăcilor plane se pot evidenţia următoarele mărimi fizice definitorii: lungimea l (grosime, deplasare, coordonate etc.), modulul de elasticitate E, masa specifcă ρ, timpul t şi coeficientul Poisson ν.

Matricea care conţine exponenţii dimensionali, are forma:

Simbol	L	t	E	ρ	ν
Unitatea de măsură	m	s	$kgm^{-1}s^{-2}$	kgm^{-3}	–
Nr. ordine	1	2	3	4	5
M	0	0	1	1	0
L	1	0	-1	-3	0
T	0	1	-2	0	0

Rangul matricei dimensionale este $r = 3$, deoarece ea conţine un determinant de ordinul trei diferit de zero. Cele cinci mărimi fizice ($n = 5$) sînt mărimi cu dimensiuni distincte rezultă că seria produselor adimensionale va fi formată din $n-r = 2$ produse. Formăm sistemul de ecuaţii liniare şi omogene care conţine, drept necunoscute, exponenţii dimensionali ai matricei dimensionale:

$$\left.\begin{aligned} K_3 + K_4 &= 0 \\ K_1 - K_3 - 3K_4 &= 0 \\ K_2 - 2K_3 &= 0 \end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Matricea soluţiilor va avea forma:

Simbol	L	t	E	ρ	ν	
Nr. ordine	1	2	3	4	5	Produsul
Π_1	1	-1	$-1/2$	$1/2$	9	$Lt^{-1} E^{-1/2} \rho^{1/2} = Ca$
Π_2	0	0	0	0	1	ν

Respectarea ecuaţiei criteriale $\varphi(\nu, Ca)$ înseamnă:

$$\left.\begin{aligned} Ca_m = \frac{L_m}{t_m}\sqrt{\frac{\rho_m}{E_m}} = \frac{L_p}{t_p}\sqrt{\frac{\rho_p}{E_p}} = Ca_p \\ \nu_m = \nu_p, \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

adică egalitatea criteriului de similitudine Cauchy şi a coeficientului Poisson atît pentru model cît şi pentru prototip. Dacă notăm cu indicele r raportul dintre valoarea unei mărimi pentru model şi prototip, vom avea:

$$Ca = \frac{L_r/t_r}{\sqrt{E_r/\rho_r}} = 1\,; \quad \nu_r = 1, \qquad (3)$$

unde

$L_r = L_m/L_p$, $E_r = E_m/E_p$, $t_r = t_m/t_p$, $\rho_r = \rho_m/\rho_p$ şi $\nu_r = \nu_m/\nu_p$.

În cazul particular cînd $E_r = \rho_r = \nu_r = 1$, avem:

$$L_r = t_r = 1/f_r, \qquad (4)$$

unde $f_r = f_m/f_p$ este coeficientul de scară al frecvenţei proprii.

Rezultă că frecvenţa proprie a prototipului va avea expresia:

$$f_p = f_m \cdot L_r, \qquad (4a)$$

ceea ce înseamnă că frecvenţa găsită pe model trebuie înmulţită cu coeficientul de scară pentru a obţine frecvenţa corespunzătoare a prototipului.

Organizarea experienţelor

Au fost executate şapte variante geometrice de discuri experimentale (fig. 1), din oţel cu $E = 2{,}05$ daN/cm^2, $\rho = 7{,}84 \cdot 10^3$kg/m^3. Variantele au diferit între ele prin diametrul butucului d al discului D şi prin grosimea discului δ. Pentru a stabili, cu precizie ridicată, valorile frecvenţelor proprii ale discurilor a fost folosită metoda electro-acustică. S-a constatat că masa excitatorului nu are influenţă asupra acestor frecvenţe, dacă punctul de aplicaţie al acestuia este plasat pe disc în dreptul butucului. Au fost stabilite, de asemenea, acele lungimi minime ale butucului (porţiune de arbore), care depăşite, nu mai influenţează spectrul de frecvenţe proprii ale discului.

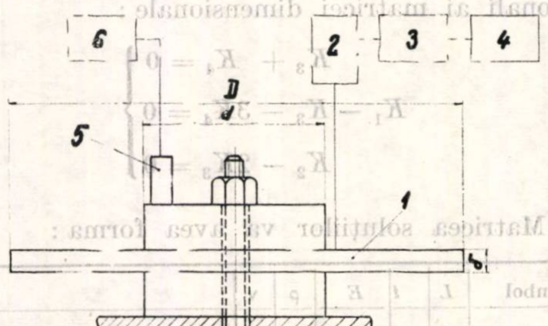


Fig. 1. Schema bloc a instalaţiei de măsură.

În cursul lucrărilor, s-a adoptat în final schema bloc din figura 1. Strîngerea discului (1) pe masa de lucru s-a realizat cu ajutorul unor şuruburi aşezate în canalul mesei şi trecute printr-o gaură centrală a butucului. Excitaţia discului s-a făcut cu ajutorul excitatorului electrodinamic (2), alimentat de la un generator de frecvenţă (4) prin amplificatorul de putere (3). Pentru a putea stabili cu maximum de siguranţă frecvenţele proprii, pe butuc s-a amplasat un traductor de acceleraţie piezoelectric (5), ale cărui semnale electrice au fost amplificate şi vizualizate în blocul de măsură (6). Fotografia din figura 2 arată un disc experimental cu K = 3 diametre nodale, vizualizate cu ajutorul prafului de cărbune.

Rezultate obţinute

Păstrîndu-se constant raportul d/δ, pentru fiecare disc au fost micşorate consecutiv diametrele D şi stabilite spectrele de frecvenţe corespunzătoare pentru $K = 2$, 3, 4, 5 şi 6 diametre nodale. Drept exemplu redăm diagrama din figura 3 obţinută pentru discul experimental nr. 1 (d/δ = const).

În scopul generalizării rezultatelor s-a ales un diametru de butuc de referinţă $d_0 = 500$ mm, stabilindu-se în acelaşi timp pentru fiecare disc studiat scara geometrică $\lambda = d_0/d$. Au fost calculate în mod corespunzător grosimile discurilor de referinţă $\delta_0 = \lambda\delta$, precum

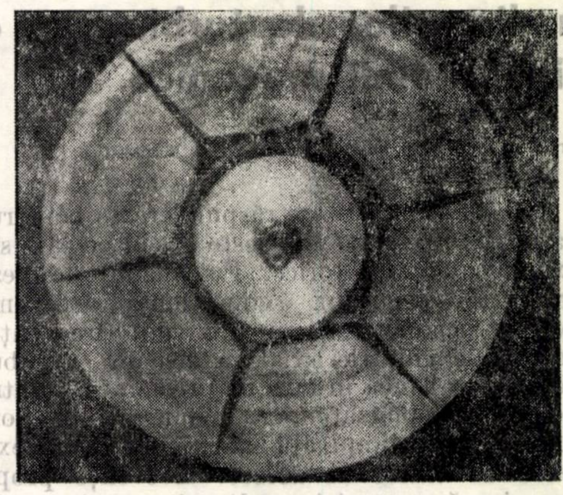


Fig. 2. Fotografia unui disc experimental cu $K = 3$ diametre nodale.

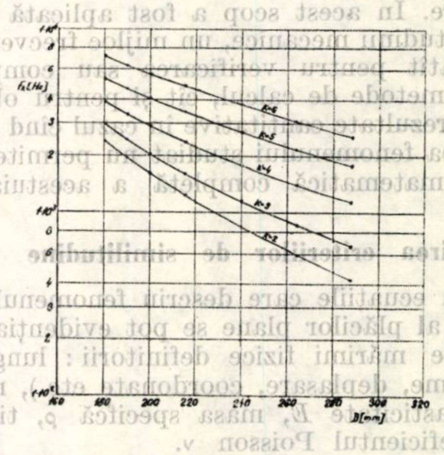


Fig. 3. Variaţia frecvenţelor proprii funcţie de diametrul D şi de numărul diametrelor nodale K pentru un disc experimental.

şi diametrele exterioare succesive $D_0 = \lambda D$, iar valorile frecvenţelor proprii stabilite experimantal f_k au fost recalculate pentru discurile de referinţă pe baza relaţiei (4 a):

$$f_{ok} = f_k/\lambda$$

La această transformare avem evident $d/\delta = d_0/\delta_0$. Pe baza valorilor astfel obţinute pentru fiecare formă de vibraţie a fost construită cîte o curbă, care reflectă pentru discurile de referinţă ($d_0 = 500$ mm) variaţia frecvenţelor proprii f_{ok} funcţie de raportul d/δ, alegîndu-se

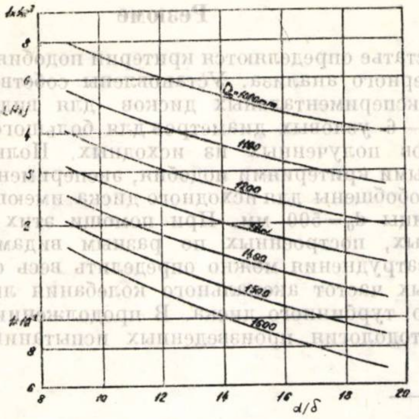


Fig. 4

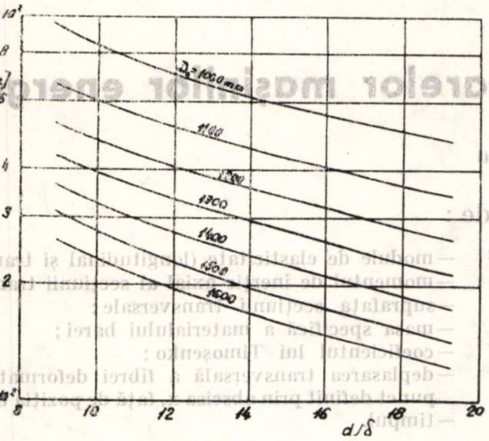


Fig. 5

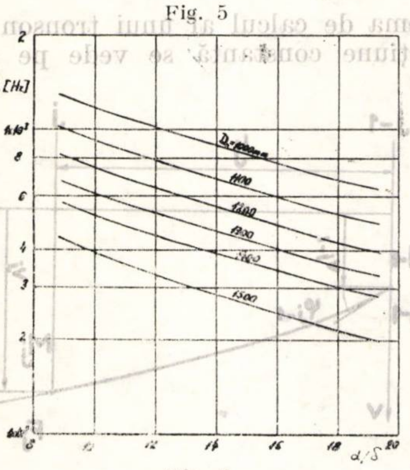


Fig. 6

Fig. 4,5 şi 6 Variaţia frecvenţelor proprii pentru discul de referinţă funcţie de raportul d/δ (D_0 — parametru) pentru $K = 2,3$ şi 4.

Summary

The dimensional analysis allows the authors to determin the considerations of similitude. There are determined the proper frequencies of some exprimental wheels for the shapes with K = 2 ÷ 6 reference diameters and for a large number of wheels derived form those initials. Using the obtained considerations of similitude, the experimental values are generalised for a reference wheel with the hub of d_0 = 500 mm in diameter. By means of these forms of vibration, one can easily determin the entire proper frequency range of axial vibration for any real turbine wheel. Further, it is also presented the metodology of the performed experiments.

drept parametru diametrul exterior D_0. În figurile 4, 5 şi 6 aceste diagrame sînt arătate pentru formele de vibraţie cu $K = 2, 3$ şi 4 diametre nodale. Menţionăm că valabilitatea criteriului Cauchy de similitudine a fost verificată în cadrul unor lucrări anterioare, de ex. [3].

Utilizarea rezultatelor nu prezintă dificultăţi. Pentru exemplificare să calculăm frecvenţele proprii ale unui disc pentru $K = 2$, 3, 4 pentru următoarele dimensiuni : $d = 800$ mm, $\delta = 45$ mm şi $D = 1\,600$ mm. Scara geometrică $\lambda = d/d_0 = 800/500 = 1{,}6$. Avem în continuare : $D_0 = D/\lambda = 1\,600/1{,}6 = 1\,000$ mm şi $\delta_0 = \delta/\lambda = 45/1{,}6 = 28{,}13$ mm. Rezultă $d/\delta = 800/45 = 17{,}8$. Din diagramele din figurile 4,5 şi 6 găsim $f_{02} = 426\ s^{-1}$, pentru discul real $f_2 = f_{02}/\lambda = 426/1{,}6 = 266\ s^{-1}$, respectiv $f_3 = 322\ s^{-1}$, $f_4 = 428\ s^{-1}$. Pe baza diagramelor similare, construite pentru $K = 5$ şi $K = 6$, dar care nu au fost redate în prezentul articol, se determină $f_5 = 604\ s^{-1}$ şi $f_6 = 799\ s^{-1}$.

Concluzii

— Cu ajutorul legilor similitudinii mecanice au fost stabilite nişte diagrame generalizate de tipul celora din figurile 4,5 şi 6. Aceste diagrame construite pentru formele de vibraţie cu numărul de diametre nodale K = 2, 3, 4, 5 şi 6 permit stabilirea frecvenţelor proprii de vibraţie axială corespunzătoare pentru discuri de grosime constantă întîlnite în construcţia turbinelor cu abur.

— Se ştie că prezenţa paletajului rotoric precum şi a forţei centrifuge în timpul funcţionării turbinei influenţează valorile frecvenţelor proprii ale discurilor, în sensul micşorării, respectiv măririi acestora. Această influenţă nu a fost studiată în prezentul articol, urmînd ca ea să facă obiectul unor alte lucrări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Langhaar, H, L.*, Dimensional analysis and theory of models, New-York, 1951.

[2] *Levin, A. V.*, Rabocie lopatki i diski parovih turbin, Leningrad-Moskva, 1953.

[3] x x x Analiza experimentală a comportării vibratorie a discurilor şi paletelor rotorice ale turbinelor cu abur. Uz intern ICPET 1974.

Résumé

L'étude établit les critéria de similitude à l'aide de l'analyse dimensionnelle. On détermine les fréquences propres de quelques disques expérimentaux pour les formes avec $K = 2 \div 6$ diamètres nodaux pour un plus grand nombre de disques dérivés des disques initiaux. En employant les critéria de similitude obtenus on généralise les valeurs expérimentales pour un disque de référence ayant le diametre du moyen $d_0 = 500$ mm.

A l'aide de ces courbes généralisées construits pour les différentes formes de vibrations on peut déterminer facilement le spectre entier des fréquences propres de la vibration axiale d'un disque réel de turbine. On expose aussi la méthodologie des expériences effectuées.

Zusammenfassung

Es werden die Ähnlichkeitskriterien mit Hilfe der Massanalyse festgelegt. Die Eigenfrequenzen einiger Experimentalscheiben wurden für die Formen mit K = 2–6 als Nodaldurchmesser für einen grösseren Scheibenanzahl bestimmt.

Auf Grund der Ähnlichkeitskriterien werden die Versuchswerte für eine Bezugsscheibe mit einem Durchmesser von d = 500 mm verallgemeinert. Mittels dieser verallgemeinerten Kurves für verschiedene Schwingungsformen kann auf einfache Weise das gesamte Eigenfrequenzspektrum der Axialschwingungen jeder reellen Turbinenscheibe bestimmt werden Weiter wird die Methodologie der Versuche dargestellt.

Резюме

В статье определяются критерии подобия при помощи размерного анализа. Установлены собственные частоты экспериментальных дисков для видов имеющих K=2—6 узловых диаметров для большого количества дисков полученных из исходных. Пользуясь полученными критериями подобия, экспериментальные данные обобщены для исходного диска имеющего диаметр ступицы $d_0=500$ мм. При помощи этих обобщенных кривых, построенных по разным видам колебаний, без затруднения можно определить весь спектр собственных частот аксиального колебания любого настоящего турбинного диска. В продолжении излагается и методология произведенных испытаний.

CZ: 621.224–253

Calculul turaţiilor critice ale rotoarelor maşinilor energetice

Dr. ing. Adalbert **NAHLIK**, mat. Alexandru **PASTIA** — ICPET–Bucureşti

Introducere

Coincidenţa frecvenţei de turaţie cu una din frecvenţele proprii de vibraţie transversală a unui rotor (sau lanţ de rotoare) caracterizează regimul de turaţie critică. Fenomenul este însoţit de un nivel ridicat de vibraţie a întregului agregat, care periclitează securitatea acestuia, din cauza solicitărilor mecanice ridicate care apar şi impun evitarea acestui regim încă în faza de concepţie. Calculul turaţiilor critice se rezumă deci la stabilirea pulsaţiilor proprii de vibraţie transversală ale rotorului (sau ale lanţului de rotoare) în condiţii de rezemare bine precizate. Considerînd că metodele folosite actualmente nu asigură precizia necesară, este justificată elaborarea unor metode noi, bazate pe utilizarea calculatoarelor electronice, cu obligativitatea verificării experimentale a rezultatelor obţinute.

Calculul matricial al pulsaţiilor proprii pentru sisteme continue

Forma cea mai cunoscută a ecuaţiei diferenţiale care descrie vibraţiile transversale ale unei bare de secţiune constantă este:

$$EJ\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \qquad (1)$$

Luind în considerare inerţia de rotaţie a secţiunilor precum şi prezenţa alunecării, se mai adaugă încă doi termeni, astfel că ecuaţia (1) se transformă în:

$$EJ\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \rho A\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} - \left(\rho\frac{EJ}{GK} + J\rho\right)\frac{\partial^4 y}{\partial x^2\partial t^2} + \frac{J\rho^2}{KG}\frac{\partial^4 y}{\partial t^4} = 0 \qquad (2)$$

unde:

E, G	— module de elasticitate (longitudinal şi transversal);
J	— momentul de inerţie axial al secţiunii transversale;
A	— suprafaţa secţiunii transversale;
ρ	— masa specifică a materialului barei;
K	— coeficientul lui Timoşenko;
y	— deplasarea transversală a fibrei deformate a unui punct definit prin abscisa x, faţă de poziţia de repaos;
t	— timpul.

Schema de calcul al unui tronson de bară cu secţiune constantă se vede pe figura 1.

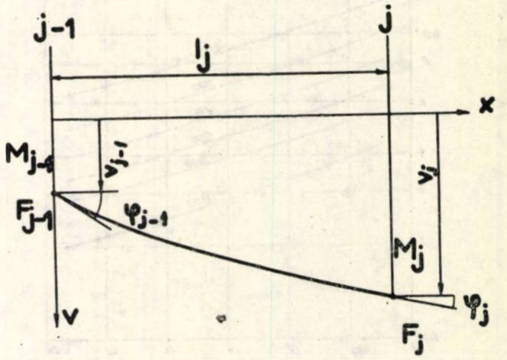


Fig. 1 Schema de calcul al unui tronson de bară de secţiune constantă.

Soluţia generală a ecuaţiei (1) are forma:

$$y(x,t) = y_0 Y(x) U(t) \qquad (3)$$

unde y_0 este o constantă cu dimensiunea unei lungimi, $Y(x)$ este o funcţie adimensională care caracterizează distribuţia amplitudinilor în lungul axei barei şi are forma:

$$Y(x) = C_1\sin ax + C_2\cos ax + C_3 shbx + C_4 chbx \qquad (4)$$

iar funcţia $U(t)$, dependentă numai de timp:

$$U(t) = \cos(\omega t + \varepsilon) \qquad (5)$$

defineşte pulsaţia ω cu care se realizează forma deformată a axei x şi unghiul de fază ε.

Funcţia $U(t)$ se alege astfel să satisfacă ecuaţia diferenţială :

$$U''(t) + \frac{X^4}{l^4}\frac{EJ}{\rho A}\,U(t) = 0 \tag{6}$$

de unde expresia pulsaţiei proprii a tronsonului de bară rezultă sub forma :

$$\omega = \frac{X^2}{l^2}\sqrt{\frac{EJ}{\rho A}}. \tag{7}$$

Derivînd succesiv funcţiile (3) şi (5) şi înlocuind expresiile găsite în (2), obţinem o ecuaţie diferenţială dependentă numai de x, soluţiile ecuaţiei bipătrate corespunzătoare fiind :

$$\begin{aligned} a^2 &= \frac{1}{l^2}\left[rX^4 + \sqrt{X^8 s^2 + X^4}\right] \\ b^2 &= \frac{1}{l^2}\left[-rX^4 + \sqrt{X^8 s^2 + X^4}\right] \end{aligned} \tag{8}$$

unde :

$$\begin{aligned} r &= \frac{J}{2Al^2}\left(1 + \frac{E}{GK}\right) \\ s &= \frac{J}{2Al^2}\left(1 - \frac{E}{GK}\right) \end{aligned} \tag{9}$$

Constantele de integrare C_1, C_2, C_3, şi C_4 se determină funcţie de valorile impuse ale funcţiei $Y(x)$ şi ale derivatelor sale pentru secţiunea $x = 0$. Avem următoarele notaţii şi expresii pentru amplitudini, unghiuri, momente încovoietoare şi forţe tăietoare, cunoscute din rezistenţa materialelor :

$$\begin{aligned} v_x &= Y(x) \\ \varphi_x &= Y'(x) \\ M(x, t) &= -EJ\left[\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} - \frac{\rho}{GK}\frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\right] \\ Q(x, t) &= \rho A\int \frac{\partial^2 y}{\partial t^2}\,dx \end{aligned} \tag{10}$$

Efectuind toate calculele in ipoteza $a^2 > 0$, notînd cu indicele $j-1$ valorile v, φ, M, Q în secţiunea $x = 0$ şi cu j aceleaşi valori în secţiunea $x = l_j$ obţinem în final un sistem de ecuaţii care poate fi prezentat sub forma matricială :

$$\begin{vmatrix} v_j \\ \varphi_j \\ M_j \\ Q_j \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a^j_{11} & a^j_{12} & a^j_{13} & a^j_{14} \\ a^j_{21} & a^j_{22} & a^j_{23} & a^j_{24} \\ a^j_{31} & a^j_{32} & a^j_{33} & a^j_{34} \\ a^j_{41} & a^j_{42} & a^j_{43} & a^j_{44} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} v_{j-1} \\ \varphi_{j-1} \\ M_{j-1} \\ Q_{j-1} \end{vmatrix} \tag{11}$$

sau prescurtat :

$$|Z|_j = |\mathrm{A}|_j \cdot |Z|_{j-1} \tag{11a}$$

În ecuaţia matricială (11) elementele au următoarele expresii :

$$a^j_{11} = \frac{1}{a_j^2 + b_j^2}\left[\left(a_j^2 - \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\mathrm{ch}\,b_jl_j + \left(b_j^2 + \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\cos a_jl_j\right] \tag{12}$$

$$a^j_{12} = \frac{1}{a_j^2 + b_j^2}\left(b_j\,\mathrm{sh}\,b_jl_j + a_j\sin a_jl_j\right) \tag{13}$$

$$a^j_{13} = -\frac{1}{E_jJ_j(a_j^2 + b_j^2)}\left(ch\,b_jl_j - \cos a_jl_j\right) \tag{14}$$

$$a^j_{14} = -\frac{a_jb_j}{\rho_jA_j\omega^2(a_j^2 + b_j^2)}\left(a_j\,\mathrm{sh}\,b_jl_j - b_j\sin a_jl_j\right) \tag{15}$$

$$a^j_{21} = \frac{1}{a_j^2 + b_j^2)}\left[b_j\left(a_j^2 - \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)sh\,b_jl_j - a_j\left(b_j^2 + \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\sin a_jl_j\right] \tag{16}$$

$$a^j_{22} = \frac{1}{a_j^2 + b_j^2}\left(b_j^2\,\mathrm{ch}\,\mathrm{b}_jl_j + a_j^2\cos a_jl_j\right) \tag{17}$$

$$a^j_{23} = -\frac{1}{E_jJ_j(a_j^2 + b_j^2)}\left(b_j\,\mathrm{sh}\,b_jl_j + a_j\sin a_jl_j\right) \tag{18}$$

$$a^j_{24} = -\frac{a_j^2b_j^2}{(a_j^2 + b_j^2)\rho A_j\omega^2}\left(\mathrm{ch}\,b_jl_j - \cos a_jl_j\right) \tag{19}$$

$$a^j_{31} = -\frac{E_jJ_j}{a_j^2 + b_j^2}\left(a_j^2 - \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\left(b_j^2 + \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right) \times \times (ch\,b_jl_j - \cos a_jl_j) \tag{20}$$

$$a^j_{32} = -\frac{E_jJ_j}{a_j^2 + b_j^2}\left[b_j\left(b_j^2 + \frac{\rho_jw^2}{G_jK_j}\right)sh\,b_jl_j - a_j \times \left(a_j^2 - \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\sin a_jl_j\right. \tag{21}$$

$$a^j_{33} = \frac{1}{a_j^2 + b_j^2}\left[\left(b_j^2 + \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)ch\,b_jl_j + \left(a_j^2 - \frac{\rho_j\omega^2}{G_jK_j}\right)\cos a_jl_j\right. \tag{22}$$

$$a_{34}^{j} = \frac{a_j b_j E_j J_j}{\rho_j A_j \omega^2 (a_j^2 + b_j^2)} \left[a_j \left(b_j^2 + \frac{\rho_j \omega^2}{G_j K_j} \right) sh b_j l_j + \right.$$

$$\left. + b_j \left(a_j^2 - \frac{\rho_j \omega^2}{G_j K_j} \right) \sin a_j l_j \right] \qquad (23)$$

$$a_{41}^{j} = -\frac{\rho_j A_j \omega^2}{a_j b_j (a_j^2 + b_j^2)} \left[a_j \left(a_j^2 - \frac{\rho_j \omega^2}{G_j K_j} \right) sh b_j l_j + \right.$$

$$\left. + b_j \left(b_j^2 + \frac{\rho_j \omega^2}{G_j K_j} \right) \sin a_j l_j \right] \qquad (24)$$

$$a_{42}^{j} = -\frac{\rho_j A_j \omega^2}{a_j^2 + b^2} (ch\, b_j l_j - \cos a_j l_j) \qquad (25)$$

$$a_{43}^{j} = \frac{\rho_j A_j \omega^2}{E_j J_j a_j b_j (a_j^2 + b_j^2)} (a_j sh\, b_j l_j - b_j \sin a_j l_j) \quad (26)$$

$$a_{44}^{j} = \frac{l}{a_j^2 + b_j^2} (a_j^2 ch\, b_j l_j + b_j^2 \cos a_j l_j) \qquad (27)$$

Reamintim că matricea de transfer (11) se referă la un tronson de lungime finită l_j (v. fig. 2) al cărui material are modulul de elasticitate longitudinal E_j, masa specifică ρ_j, secțiunea A_j și coeficientul lui Timoșenko K_j.

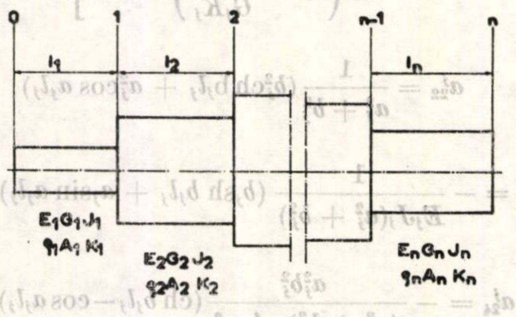


Fig. 2. Dispunerea celor n tronsoane la o bară în vibrație transversală.

Se remarcă că singura necunoscută este pulsația ω, care prin relațiile (7), (8) și (9) definesc a_j și b_j. Matricea de transfer $|A|_j$ definește elementele matricei coloană $|Z|_j$ pentru secțiunea $x = l_j$ prin elementele matricei coloană $|Z|_{j-1}$. Pornind de la capătul stîng al unei bare de secțiune variabilă în trepte, putem scrie succesiv.

$$|Z|_1 = |A|_1 \cdot |Z|_0$$

$$|Z|_2 = |A|_2 \cdot |Z|_1 = |A|_2 \cdot |A|_1 \cdot |Z|_0 \qquad (28)$$

$$|Z|_n = |A|_n \cdot |A|_{n-1} \ldots |A|_1 \cdot |Z|_0 = |R| \cdot |Z|_0$$

Aici matricea de transfer $|R|$ repezintă produsul celor n matrice de transfer, în elementele cărora intră valorile E_j, G_j, ρ_j, I_j, l_j și valoarea pulsațiilor comune pentru toate tronsoanele.

Comparînd pulsațiile proprii ale unei bare libere, de secțiune constantă, se constată că pentru $K = 0{,}9$, $E/G = 2{,}4$ și $l/d = 4$ pulsația formei de bază calculată după (1) diferă cu 14,15 % față de cea calculată după (2). În cazul formei a doua această abatere procentuală crește la 35,31 %. Reținem că în cazul rotoarelor de turbină sau turbogenerator la unele tronsoane raportul l/d este mult mai mic, chiar subunitar, ceea ce justifică introducerea corecțiilor formulate prin ecuația diferențială (2).

Modul de lucru cu matricele de transfer

În cele ce urmează vom da cîteva exemple în scopul ilustrării modului de lucru. Este evident că prin formularea corespunzătoare a diferitelor condiții la limită (încastrare rigidă sau elastică, rezemare simplă sau rigidă, elastică, capete libere etc.) poate fi rezolvat un cerc foarte larg de probleme din domeniul vibrației sistemelor continue.

Bară liberă cu secțiune variabilă în trepte

Condițiile la limită în secțiunile extreme vor fi: $M_0 = Q_0 = 0$ respectiv $M_n = Q_n = 0$. Vom avea în conformitate cu (28):

$$\begin{vmatrix} v_0 \\ \varphi_0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = |R| \cdot \begin{vmatrix} v_n \\ \varphi_n \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

de unde;

$$r_{31} v_n + r_{32} \varphi_n = 0$$

$$r_{41} v_n + r_{42} \varphi_n = 0$$

Pentru evitarea soluțiilor banale este necesar ca determinantul sistemului omogen obținut să fie egal cu zero:

$$r_{31} r_{42} - r_{32} r_{41} = 0, \qquad (29)$$

condiție din care se poate determina spectrul de pulsații proprii pentru bara compusă studiată.

În cazul particular al unei bare libere de secțiune constantă avem în locul condiției de mai sus:

$$a_{31} a_{42} - a_{32} a_{41} = 0, \qquad (29\ a)$$

ceea ce conduce la următoarea expresie:

$$1 - ch\, bl \cos al + \frac{X^2 [2(r + s)(X^4 s^2 + 1) - r]}{\sqrt{1 - X^4 (r^2 - s^2)}} \times$$

$$\times\, sh\, bl \sin al = 0 \qquad (30)$$

găsită deja în [5] și utilizată la determinarea modulului de elasticitate longitudinal E pe baza pulsațiilor proprii determinate experimental.

Turațiile critice ale unui lanț de rotoare așezat pe reazeme cu rigiditate finită

Considerăm că rigiditățile lagărelor sînt caracterizate prin coeficienții de rigiditate k_i[kgf/cm]. Condițiile care trebuie să fie exprimate de matricea de transfer între secțiunea i' și i din imediata apropiere a punctelor de reazem se rezumă la (v. fig. 3): $v_{i'} = v_i$, $\varphi_{i'} = \varphi_i$, $M_{i'} = M_i$ și $Q_{i'} = Q_i - v_i k_i$ ceea ce conduce la următoarea matrice de transfer:

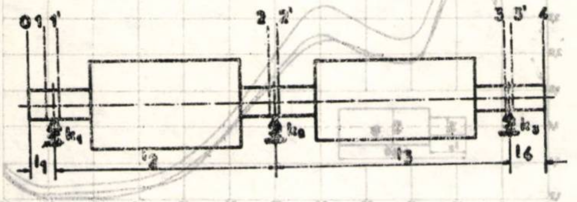


Fig. 3. Schema de calcul al unui lanț de rotoare pe reazeme elastice.

$$\begin{vmatrix} v_{i'} \\ \varphi_{i'} \\ M_{i'} \\ Q_{i'} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -k & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} v_i \\ \varphi_i \\ M_i \\ Q_i \end{vmatrix} \qquad (31)$$

sau prescurtat:

$$|Z|_{i'} = |K| \cdot |Z|_i \qquad (31a)$$

În condițiile figurii 3 putem scrie succesiv:

$$|Z|_1 = |A|_1 \cdot |Z|_0$$

$$|Z|_{1'} = |K|_1 \cdot |Z|_1$$

$$|Z|_2 = |A|_2 \cdot |Z|_{1'}$$

$$|Z|_{2'} = |K|_2 \cdot |Z|_2$$

$$|Z|_3 = |A|_3 \cdot |Z|_{2'}$$

$$|Z|_{3'} = |K|_3 \cdot |Z|_3$$

$$|Z|_4 = |A|_4 \cdot |Z|_{3'}$$

În relațiile de mai sus matricele $|A|_i$ reprezintă deja rezultatul înmulțirii matricelor de transfer care țin seama de dispunerea geometrică a rotorului în limitele secțiunilor 0—1, 1'—2, 2'—3 și 3'—4. Rezultă în final ecuația matricială:

$$|Z|_4 = |R| \cdot |Z|_0$$

unde $|R| = |A|_3 |K|_3 |A|_3 |K|_2 \cdot |A|_2 \cdot |K|_1 \cdot |A|_1$ a cărei rezolvare ne dă spectrul de pulsații proprii al lanțului de rotoare în vibrație transversală, respectiv turațiile critice corespunzătoare $n_p = 30\omega_p/\pi$ rot/min.

Turațiile critice ale unui rotor așezat pe reazeme perfect rigide

Introducerea condiției $k_i = \infty$ conduce la imposibilitatea rezolvării problemei cu ajutorul matricelor de transfer $|K|$. Modul de lucru pentru cazul unei bare de secțiune constantă, așezată pe două reazeme rigide amplasate simetric se va urmări conform figurii 4. Se scriu ecuațiile matriciale pentru cele trei porțiuni, știind că deplasările în secțiunile a și b sînt împiedicate și că în secțiunile din imediata apropiere a reazemelor forțele tăietoare diferă între ele prin reacțiile din reazeme:

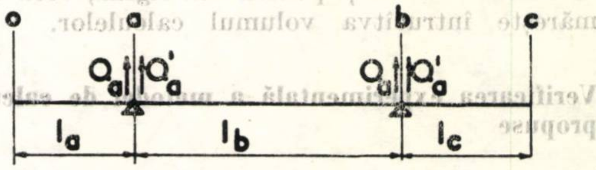


Fig. 4. Bară de secțiune constantă, așezată pe două reazeme perfect rigide, amplasate simetric.

$$\begin{vmatrix} 0 \\ \varphi_a \\ M_a \\ Q_a \end{vmatrix} = |A|_a \cdot \begin{vmatrix} v_0 \\ \varphi_0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} ; \begin{vmatrix} 0 \\ \varphi_b \\ M_b \\ Q_b \end{vmatrix} = |A|_b \cdot$$

$$\cdot \begin{vmatrix} 0 \\ \varphi_a \\ M_a \\ Q_{a'} \end{vmatrix} \text{ și } \begin{vmatrix} v_c \\ \varphi_c \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix} = |A|_c \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ \varphi_b \\ M_b \\ Q_{b'} \end{vmatrix}$$

Se scrie sistemul algebric corespunzător ecuațiilor matriciale, se exprimă egalitatea cu zero a determinantului corespunzător de gradul 12 (necunoscutele fiind v_0, φ_0, φ_a, M_a, Q_a, $Q_{a'}$, φ_b, M_b, Q_b, $Q_{b'}$, v_c și φ_c), ceea ce conduce la expresia:

$$E(AG + CH) + F(BG + DH) = 0 \qquad (32)$$

unde

$$A = b_{12}\,b_{24} - b_{14}\,b_{22} \qquad E = a_{11}\,a_{22} - a_{12}\,a_{21}$$

$$B = b_{13}\,b_{24} - b_{14}\,b_{32} \qquad F = a_{11}\,a_{32} - a_{12}\,a_{31}$$

$$C = b_{12}\,b_{34} - b_{14}\,b_{32} \qquad G = a_{32}\,a_{44} - a_{34}\,a_{42}$$

$$D = b_{13}\,b_{34} - b_{14}\,b_{33} \qquad H = a_{33}\,a_{44} - a_{34}\,a_{43}$$

Aici A, B, C, D conțin elementele matricei de transfer $|A|_b$ (tronsonul l_b), iar E,F,G,H elementele matricelor de transfer $|A|_a = |A|_c$ (tronsonul $l_a = l_c$)

Metoda expusă este valabilă pentru orice configurație de rotor, cu observația că în acest caz $|A|_a$, $|A|_b$, $|A|_c$ vor reprezenta produsul matricelor de transfer obţinute pentru fiecare tronson de secţiune constantă al deschiderilor l_a, l_b şi l_c. Metoda este valabilă şi pentru un număr mai mare de reazeme, cu menţiunea că ordinul determinantului se măreşte în consecinţă. Pentru cazul unui lanţ format din trei rotoare pe patru lagăre şi cu două deschideri în consolă, gradul determinantului va fi 20. Dacă în acest caz dispar consolele, gradul determinantului scade la 12. În cazul a cinci lagăre, fără console gradul determinantului ar fi 16. Acest mod de soluţionare reclamă elaborarea a două programe de calcul distincte pentru rezemare elastică şi pentru cea rigidă, ceea ce măreşte întrucîtva volumul calculelor.

Verificarea experimentală a metodei de calcul propuse

Figura 5 arată variaţia frecvenţelor proprii de vibraţie transversală (forma fundamentală) pentru o bară de secţiune constantă aşezată pe două reazeme rigide, amplasate simetric (vezi şi fig. 4), lungimea consolelor fiind variabilă ($0 \leqslant l_x \leqslant l/2$). Se observă cum curba teoretică calculată după expresia (32), urmăreşte fidel curba experimentală. Valoarea maximă a frecvenţei proprii de 286 s^{-1} pentru $l_x \cong 0{,}224l \cong 219$mm corespunde cu frecvenţa proprie a barei considerate liberă, reazemele găsindu-se în nodurile naturale.

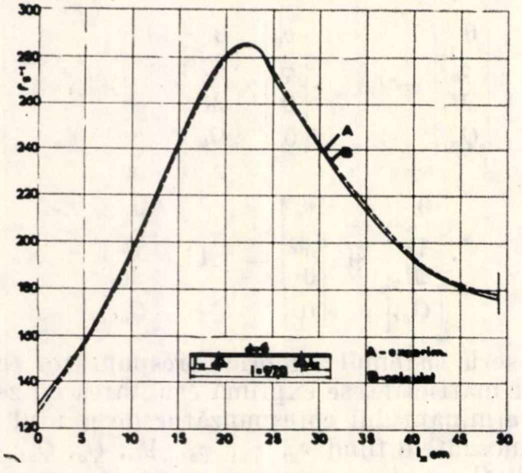


Fig. 5. Variaţia frecvenţelor proprii ale barei din figura 4 pentru forma fundamentală, funcţie de l_x.

Figura 6 reflectă variaţia frecvenţelor proprii (forma a doua cu trei noduri) a unei bare libere cu două tronsoane, de secţiune constantă. Dimensiunile barei se văd pe schiţa din figura 5. Aici s-au reprezentat următoarele curbe : curba a, obţinută experimental, curba *b*, calculată cu ajutorul matricei de transfer propusă de autori şi curba *c*, calculată cu matricea de transfer derivată din ecuaţia diferenţială necorectată (1). Ambele metode matriciale urmăresc calitativ corect curba experimentală, iar corecţia introdusă prin (2) — aşa cum era de aşteptat — are pondere mai mare pentru valori l/d mai mici (pentru $l_x = 0$, $l/d = 600/80 = 7{,}5$, pentru $l_x = 600$ $l/d = 600/40 = 15$) şi face ca rezultatele calculelor să se apropie mult de cele experimentale.

Calculele au fost efectuate pe un calculator electronic ICL pe baza unor programe în limbaj FORTRAN, iar determinările experimentale au fost realizate cu ajutorul aparaturii din dotarea laboratorului ICPET de specialitate. Menţionăm că excitaţia barelor s-a realizat cu nişte traductori, respectiv excitatori electromagnetici, iar identificarea pulsaţiilor de rezonanţă şi a formelor de vibraţie cu ajutorul unui traductor electro-pneumatic realizat în ICPET.

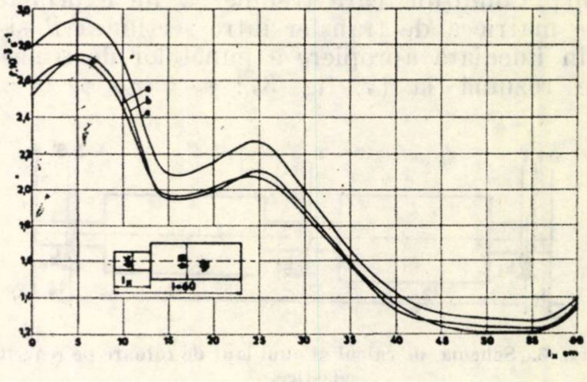


Fig. 6 Variaţia frecvenţelor proprii ale unei bare cu două tronsoane în vibraţie liberă, forma cu trei noduri, funcţie de l_x

Concluzii

— Metoda matricială propusă de autori, derivată din ecuaţia diferenţială (2), permite soluţionarea unui cerc larg de probleme legate de vibraţia transversală a sistemelor continue, inclusiv stabilirea turaţiilor critice ale rotoarelor de diferite construcţii.

— Pentru lagăre elastice şi rigide se cere întocmirea unor programe de calcul distincte.

— La utilizarea metodei recomandăm pentru oţeluri valoarea E/G = 2,6, iar pentru secţiuni circulare coeficientul Timoşenko se poate alege între K = 0, 9—1,0, în conformitate cu rezultatele experimentale obţinute de autori.

— Metoda propusă permite — pe lîngă determinarea pulsaţiilor proprii — şi stabilirea variaţiei deplasărilor liniare şi unghiulare (forma vibraţiei), a momentelor încovoietoare şi a forţelor tăietoare în lungul rotorului.

— Experienţele de laborator (vezi fig. 5 şi 6) au arătat că precizia metodei de calcul propuse este suficientă pentru scopurile practice şi că ea este superioară preciziei asigurate de metodele utilizate actualmente pentru determinarea turaţiilor critice ale maşinilor energetice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Timoşenko, S. P.* Kolebania v injenernom dele, GITML Moscova, 1959 (traducere din limba engleză).

[2] *Bishop, R. E. D.* ş. a., The matrix analysis of vibration, University Press, Cambridge, 1965;

[3] *Traupel, W.* Thermische Turbomaschinen, Springer Verlag, 1968;

[4] *Blay, D.* Application of electro-acoustical techniques to the determination of the modulus of elasticity by a non-destructive process, Brüel & Kjaer, Technical Review, nr. 4, 1971;

[5] x x x Analiza experimentală a comportării vibratorie a discurilor şi paletelor rotorice ale turbinei cu abur de 150 MW în condiţii statice, Uz intern I.C.P.E.T., 1974;

[6] *Buzdugan, Gh.* ş.a. Vibraţiile sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., 1975.

Summary

It is presented a method of matrix calculus for critical speeds of the energetics machines. The method is based on the equation formulation of transverse vibrations of continuous systems, given Timosenko, S.P., and allows, besides the establishing of the natural oscillations (critical speeds),to determin the suitable forms of the vibrations, of the variation of bending moments and of the shearing forces along the rotors. Two special cases of very important interest are discussed : the elastic bearing and the rigid bearing. It is presented the working way with the transfer matrix established for determining the natural oscillations.

The results of the calculus made for some concret cases, compared with the experimental data obtained by the authors, confirm the method accuracy and permit their recommendation for critical speed calculus.

Zusammenfassung

Die im Aufsatz dargestellte Matrizenrechnungsmethode dient zur Bestimmung der kritischen Drehzahlen der energetischen Maschinen. Die Methode beruht auf der von Timoşenko, S.P. abgefassten Gleichung der Querschwingungen der ununterbrochenen Systemen, und sie gestattet neben der Festlegung der eigenen Frequenz (kritische Drehzahlen), die Bestimmung der entsprechenden Schwingungsarten, sowie des Biegemomente-und Schnittkräftever laufes längs der Läufer. Es werden zwei besondere Anwendungsfälle, und zwar die elastische und die starre Lagerung behandelt.

Es wird die Arbeitsweise mit den Übertragungsmatrizen bekanntgemacht, die zum Zwecke der Festlegung der eigenen Frequenz bestimmt wurden. Die Rechenergebnisse für einige bestimmte Anwendungsfälle verglichen mit den von den Autoren erzielten Versuchsergebnissen bestätigen die Genauigkeit der Methode und ermöglichen ihre Empfehlung für die Berechnung der kritischen Drehzahlen.

Résumé

L'article présente une méthode matricielle pour le cacul du nombre de tours critiques des machines énergetiques.

La méthode est basée sur la formulation de l'équation des vibrations transversales des systèmes continus indiquée par Timoşenko SP et permet d'établir non seulement les pulsations propres (nombre de tours critiques) mais aussi de déterminer les formes corespondantes de vibration, la variation des moments de fléxion et les forces transversales des rotors. On examine 2 cas particuliers qui présentent un intéret special : l'appui élastique et celui rigide, l'étude s'occupe de l'emploi des matrices de transfert afin d'établir les pulsations propres. Les résultats des calculs effectués pour quelques cas concrets comparés aux données expérimentales obtenues par les auteurs confirment la précision de la méthode et nous permettent de la recommander pour le calcul du nombre de tours critiques.

Резюме

В статье представлен метод матричного исчисления для расчета критического числа оборотов энергетических машин. Указанный метод основан на формулировке С.П. Тимошенко уравнения поперечных колебаний непрерывных систем и позволяет, кроме установления собственных пульсаций (критического числа оборотов), определение соответствующих видов вибраций, изменения изгибающих моментов и поперечных сил вдоль роторов. Авторы приступают к рассмотрению двух частных случаев, имеющих особенное практическое значение: упругая и жёсткая опоры. В статье указан способ применения переходных матриц, установленных для определения собстбенных пульсаций.

Результаты произведенных для некоторых конкретных случаев расчётов сопоставленных с полученными авторами экспериментальными данными, подтверждают точность этого метода и позволяют предложить его для расчёта критического числа оборотов.

◆

CZ : 536.5

Distribuţia temperaturii în pereţii membrană ai sistemului vaporizator

Ing. Constantin **NEAGA** – Institutul politehnic – Bucureşti

1. Introducere

Folosirea pereţilor membrană în construcţia sistemului vaporizator al unui generator de abur constituie o tendinţă modernă în proiectarea echipamentului termoenergetic. Acest lucru se realizează fie din ţevi cu aripioare, sudate între ele sau din benzi metalice sudate de ţevi. Atît aripioarele cît şi benzile metalice pot să fie dispuse în planul axial simetric al peretelui ecran, ocupînd distanţa minimă dintre ţevi, sau să fie deplasate mai în spate spre zidărie. În primul mod de dispunere consumul de metal este mai redus ; în schimb aripioarele şi benzile sînt supuse unor temperaturi mai mari. În al doilea caz aspectele se prezintă invers faţă de primul. Totodată dispunerea asimetrică (metoda a doua) oferă în plus avantajul unei distribuţii mai uniforme a temperaturii în peretele frontal al ţevii, cuprins între aripioară şi flacără.

Pereţii membrană dau posibilitatea folosirii focarelor cu ardere cu suprapresiune, precum şi a reducerii grosimii izolaţiei prin micşorarea temperaturii peretelui interior al zidăriei. Pasul între ţevile ecranelor membrană poate fi mărit, ceea ce oferă avantajul fixării ţevilor în colectoare pe o singură generatoare, lucru important pentru tehnologia construcţiei unui cazan. Existenţa diferenţei de temperatură între aripioare şi pereţii ţevilor creează tensiuni termice în peretele ecran, care dacă nu au fost prevăzute la proiectare pot duce la distrugerea lui.

2. Calculul analitic al cîmpului de temperaturi în ţeava de ecran

În cele ce urmează se vor deduce separat distribuţiile temperaturii în ţeavă şi în aripioară şi se va arăta modificarea cîmpului de temperaturi în zona de contact ţeavă-aripioară. Se fac cîteva ipoteze simplificatoare:

— fluxul termic în focar, q_f, kcal/m² h, de la gazele radiante spre ecran, se consideră constant în tot volumul focarului;

— prin ţevile de ecran circulă apă la saturaţie. Aceste două ipoteze conduc la neglijarea variaţiei temperaturii peretelui în lungul axei ţevii, ceea ce transformă problema tridimensională în una plană:

— coeficientul de conductivitate termică a peretelui metalic λ, kcal/mh grd, se consideră invariabil cu temperatura.

În figura 1 se văd notaţiile care se vor folosi în continuare. Pentru analiză, sistemul ţeavă-aripioară se va împărţi în două. Mai comod, pentru analiza distribuţiei temperaturii în ţeavă este folosirea coordonatelor cilindrice, iar pentru aripioară, a celor carteziene. Cîmpul de temperaturi în ţeavă se deduce rezolvînd ecuaţia lui Laplace în coordonate polare.

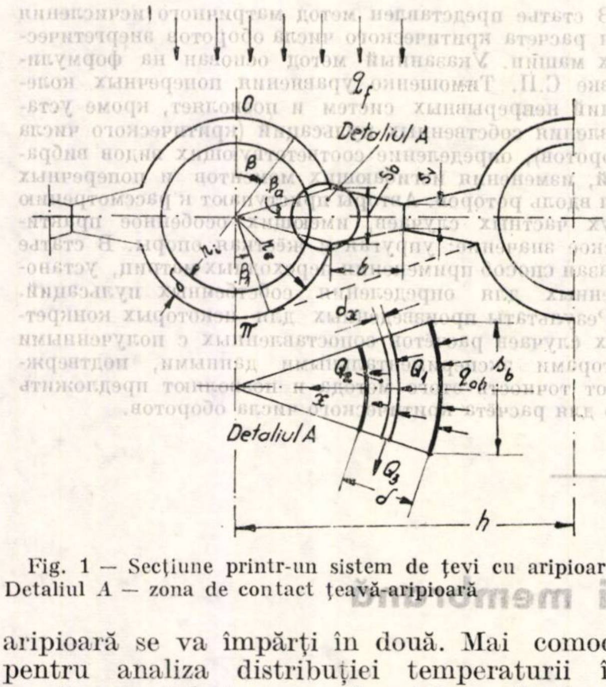


Fig. 1 — Secţiune printr-un sistem de ţevi cu aripioare. Detaliul A — zona de contact ţeavă-aripioară

$$r_i \leqslant r \leqslant r_e$$

$$\frac{\partial^2 t(r,\beta)}{\partial r^2} + \frac{1 \partial t(r,\beta)}{r \partial r} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial^2 t(r,\beta)}{\partial \beta^2} = 0,\ 0 \leqslant \beta \leqslant \pi. \tag{1}$$

Procesul de funcţionare a ţevii s-a presupus stabilizat,

$$\frac{\partial t(r\beta)}{\partial \tau} = 0.$$

Condiţiile la limită

$$\frac{\partial t(r,\beta)}{\partial \beta} = 0 \text{ pentru } \beta = 0 \text{ şi } \beta = Z;$$

$$\lambda \frac{\partial t(r,\beta)}{\partial r} = \alpha(t - t_e) \text{ pentru } r = r_i, \text{ unde } \alpha$$

este coeficientul de convecţie termică de la perete la apă, kcal/m² h grd, iar t_e—temperatura emulsiei apă—abur, °C;

$$\lambda \frac{\partial t(r,\beta)}{\partial r} = q(\beta) \text{ pentru } r = r_e, \text{ unde } q(\beta)$$

este fluxul termic kcal/m²h, ce se stabileşte între ţeavă şi corpurile radiante înconjurătoare (gazele de ardere-flacără şi aripioarele). Pentru a ţine seama şi de convecţie, el poate fi majorat empiric. Pentru β variind între 0 şi π, fluxul $q(\beta)$ are diverse valori:

$$q(\beta) =$$

$$= \begin{cases} q_f \cdot \varphi_{ft} \text{ pentru } 0 \leqslant \beta < \beta_1; \\ q_f\, \varphi(\beta) \quad ,, \quad \beta_1 \leqslant \beta < \pi/2 - \beta_a; \\ q_{ab} \quad ,, \quad \frac{\pi}{2} - \beta_a \leqslant \beta \leqslant \pi/2 + \beta_a; \\ q_{at}\, \varphi_{at} \quad ,, \quad \frac{\pi}{2} + \beta_a \leqslant \beta < \pi - \beta_1; \\ 0 \quad ,, \quad \pi - \beta_1 \leqslant \beta \leqslant \pi, \end{cases} \tag{2}$$

unde q_f este fluxul termic ce se stabileşte între flacără şi ţeavă,

$$q_f = \frac{\varepsilon_f\ \varepsilon_e\ c_0}{1-(1-\varepsilon_f)(1-\varepsilon_e)}\left[\left(\frac{T_f^4}{100}\right) - \left(\frac{T_{ep}^4}{100}\right)\right], \tag{3}$$

în care: ε_f este coeficientul de negreală a flăcării; ε_e — idem a ecranului; C_0 — constanta de radiaţie a corpului negru, kcal/m²h grd⁴; T_f — temperatura făcării, °K: T_{ep} — temperatura ţevii de ecran, °K. S-au mai notat: φ_{ft} — coeficientul unghiular de iradiere flacără-ţeavă; β_1 — unghiul sub care un element extrem al aripioarei poate iradia ţeava (construcţia lui rezultă din fig. 1); $\varphi(\beta)$ — coeficientul însumat de iradiere a ţevii; q_{ab} — fluxul termic ce trece prin baza aripioarei spre peretele ţevii, kcal/m²h; φ_{at} — coeficientul unghiular de iradiere aripioară-ţeavă; q_{at} — fluxul termic ce se stabileşte între aripioară şi ţeavă, kcal/m²h,

$$q_{at} = 10^{-8}\frac{\varepsilon_e C_0}{2-\varepsilon_e}[T' - T_{ep}^4], \tag{4}$$

unde T este temperatura variabilă a aripioarei, °K (pentru analiza distribuţiei temperaturii în ţeavă vom presupune $q_{at} = \text{const}$); s-a neglijat schimbul de căldură între sistemul ţeavă-aripioară şi zidărie.

Ţinînd seama de figura 1, unghiul β_1 se deduce din ecuaţia

$$(h - r_e \cos\beta_a)\sin\beta_1 + \frac{s_b}{2}\cos\beta_1 = r_e. \tag{5}$$

Din relaţiile de bilanţ termic, rezultă

$$q_f\,\varphi(\beta) = q_f\ \varphi_{ft} + q_{at}\ \varphi_{at} \tag{6}$$

unde din [3] se iau expresiile coeficienţilor unghiulari de iradiere

$$\varphi_{ft} = \frac{1 \pm \sin \alpha_2}{2}, \; \varphi_{at} = \frac{1 - \sin \alpha_1}{2} = \frac{1 - \cos \beta}{2}.$$

În figura 2 [4] se arată metoda grafică de calcul a coeficienţilor unghiulari, folosiţi mai sus.

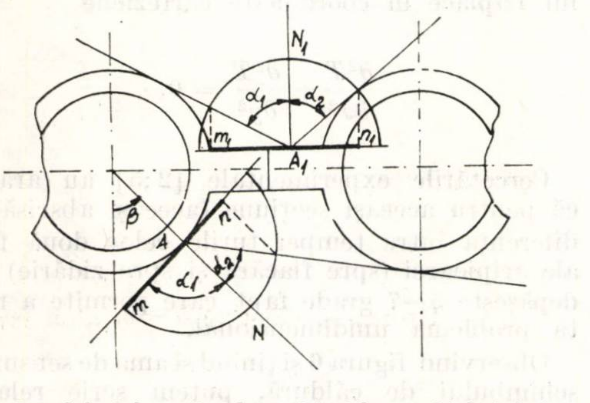


Fig. 2 – Calculul grafic al coeficienţilor unghiulari de iradiere

În figura 3 [2] se arată diagrama polară a coeficienţilor unghiulari de iradiere, dedusă pe cale grafică. În figura 4 [2], aceeaşi diagramă desfăşurată, cu evidenţierea valorilor medii.

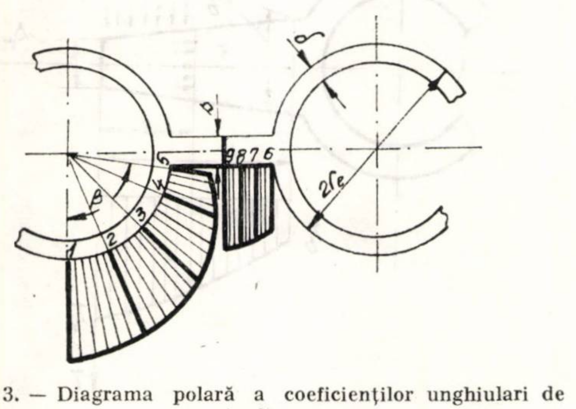


Fig. 3. – Diagrama polară a coeficienţilor unghiulari de iradiere

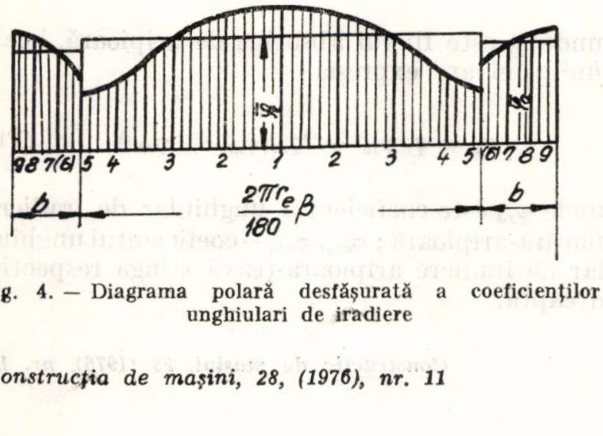


Fig. 4. – Diagrama polară desfăşurată a coeficienţilor unghiulari de iradiere

Presupunînd fluxul $q(\beta)$ de forma $q(\beta) = q_f \cos \beta$ şi dezvoltînd în serie Fourier, obţinem:

$$q(\beta) = a_0 + a_1 \cos \beta + \sum_{n=2}^{\infty} a_n \cos n \beta, \quad (7)$$

unde:

$$a_0 = \frac{q_f}{\pi}\left(\cos \beta_a + 2 \frac{q_{ab}}{q_f} \beta_a\right); \; a_1 = \frac{q_f}{\pi}\left(\frac{\pi}{2} - \beta_a + \frac{1}{2} \sin 2 \beta_a\right) \text{ pentru } n = 1;$$

$$a_n = \frac{2q_f}{\pi(1 - n^2)}\left[\cos \beta \cos n \left(\frac{\pi}{2} - \beta_a\right) - n \sin \beta_a \sin\left(\frac{\pi}{2} - \beta_a\right)\right] + \frac{4q_{ab}}{\pi n} \sin n \beta_a \cos n \frac{\pi}{2}, \text{ pentru } n \geqslant 2.$$

Rezolvînd ecuaţia 1 [6] obţinem cîmpul de temperaturi în peretele unei ţevi de ecran cu aripioare

$$t(r, \beta) = A + B\, ln r + \left(C_1 r + \frac{D_1}{r}\right) \cos \beta + \sum_{n=2}^{\infty} (C_n r^n + D_n r^{-n}) \cos n \beta + \sum_{n=2}^{\infty} (E_n r^n + F_n r^{-n}) \sin n \beta, \quad (8)$$

în care constantele de integrare se deduc din condiţiile la limită

$$A = t_e + \frac{q_f r_e}{\pi \lambda}\left(\frac{\lambda}{\alpha r_i} - ln r_i\right)\left(\cos \beta_a + 2 \frac{q_{ab}}{q_f} \beta_a\right);$$

$$B = \frac{q_f r_e}{\pi \lambda}\left(\cos \beta_a + 2 \frac{q_{ab}}{q_f} \beta_a\right);$$

$$C_1 = \frac{a_1}{\lambda} + \frac{1}{r_e^2} D_1; \; D_1 \left[\frac{\lambda + \alpha r_i}{\lambda - \alpha r_i} \cdot \frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_e^2}\right] = \frac{a_1}{\lambda};$$

$$\left(n r_i^{n-1} - \frac{\alpha}{\lambda} r_i^n\right) C_n - \left(n r_i^{-n-1} + \frac{\alpha}{\lambda} r_i^{-n}\right) D_n = 0;$$

$$n r_e^{n-1} C_n - n r_e^{-n-1} D_n = \frac{a_n}{\lambda};$$

$$E_n = F_n = 0.$$

(Expresia lui q_{ab} se va arăta la analiza distribuţiei temperaturii în aripioară).

În figura 5 se arată distribuţia diferenţei $t - t_e = f(\beta)$, în peretele ţevii de ecran. Curbele au fost construite pentru următoarele valori: 1,3—ţeavă 70 × 5 mm, $b = 15$ mm, $s_b = 9$ mm, $\lambda = 40$ kcal/mh grd, $q_f = 2.10^5$ kcal/m² h $\alpha = 5\,000$ kcal/m²h grd, respectiv pentru r_e şi r_i; 2,4 — aceleaşi date, dar $\alpha = 10^5$ kcal/m² h grd (se vede influenţa unei mai bune răciri); 5,6 — ţeavă 42 × 5, $b = 15$ mm, $s_b = 7$ mm, $\lambda = 32$, $q_f = 2.10^5$, $\alpha = 10^5$, respectiv pentru r_e şi r_i. După cum se vede, temperatura ţevii scade pe măsură ce β creşte, ea devenind egală, pentru $\beta = \pi$, cu temperatura apei la saturaţie. Sub aripioară se constată o creştere a temperaturii peretelui ţevii, deoarece fluxul de căldură care se scurge spre ţeavă (spre mediul de răcire) prin baza aripioarei este mai mare decît fluxul pe care ţeava l-ar primi de la focar, în aceeaşi regiune, în absenţa aripioarei. Detaliul *A* (fig. 1) arată mai clar deplasarea căldurii sub aripioară: Q_2 are sensul lui x; Q_3 se deplasează spre partea din spate mai rece a ţevii. Temperatura peretelui ţevii este mai mare în prezenţa aripioarei, fapt ce conduce la mărirea căldurii transmise agentului de răcire. Evident cîmpul de temperaturi ar fi avut alt aspect, dacă poziţia aripioarelor era mai spre spatele ţevii (unghiuri β mai mari). Aşezarea aripioarelor spre zidărie, uşurează, după cum se arată, şi funcţionarea lor, întrucît temperatura maximă atinsă în vîrf se va micşora.

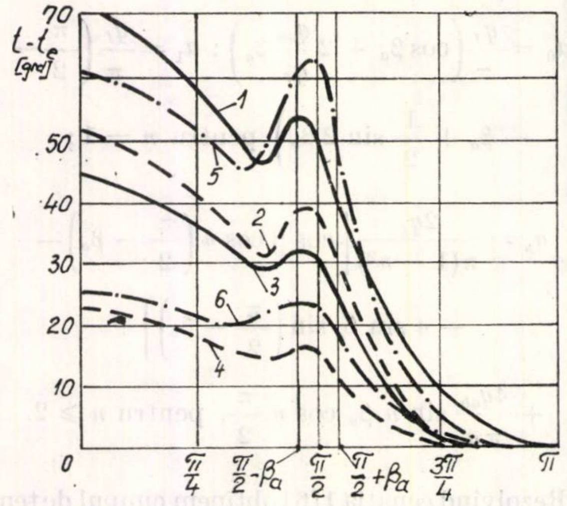


Fig. 5 — Distribuţia diferenţei de temperatură $t - t\ f = \sigma_e(\beta)$, în peretele ţevii de ecran

3. Calculul analitic al cîmpului de temperaturi în aripioară

Pentru generalitate vom considera o aripioară de o formă oarecare; acest lucru se realizează dînd ecuaţia legii de variaţie a grosimii $s = s(x)$. În figura 6 s-a presupus o aripioară trapezoidală. Între aripioară şi corpurile radiante înconjurătoare se stabileşte un schimb de căldură: aripioara primeşte căldură de la flacără şi o cedează, tot prin radiaţie, atît părţilor frontale ale ţevilor din stînga şi din dreapta, cît şi părţilor dorsale ale ţevilor vecine. Surplusul de căldură (fenomenul se consideră stabilizat) se transmite prin conductivitate termică prin secţiunea transversală a aripioarei spre ţeavă. Aici, ca şi mai înainte, se neglijează schimbul de căldură cu zidăria. În cazul distribuţiei bidimensionale a temperaturii în aripioară, cîmpul s-ar găsi rezolvînd ecuaţia lui Laplace în coordonate carteziene

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = 0. \tag{9}$$

Cercetările experimentale [2;5] au arătat că pentru aceeaşi secţiune (aceeaşi abscisă x) diferenţa între temperaturile celor două feţe ale aripioarei (spre flacără şi spre zidărie) nu depăşeşte 5—7 grade fapt care permite a trata problema unidimensional.

Observînd figura 6 şi ţinînd seama de sensurile schimbului de căldură, putem scrie relaţia

$$-\lambda \frac{dT(x)}{dx} s(x) = q_a(x)\, x, \tag{10}$$

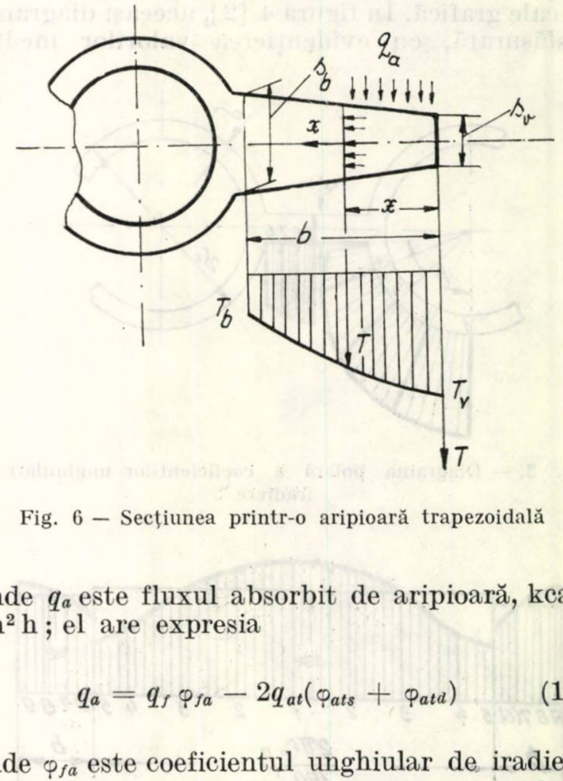


Fig. 6 — Secţiunea printr-o aripioară trapezoidală

unde q_a este fluxul absorbit de aripioară, kcal/ /m² h; el are expresia

$$q_a = q_f\, \varphi_{fa} - 2 q_{at}(\varphi_{ats} + \varphi_{atd}) \tag{11}$$

unde φ_{fa} este coeficientul unghiular de iradiere flacără-aripioară; φ_{ats}, φ_{atd} — coeficientul unghiular de iradiere aripioară-ţeavă stînga respectiv dreapta.

Ţinînd seama de notaţile din figura 2, expresiile lor rezultă din relaţiile

$$\varphi_{fa} = \frac{\sin\alpha_1 + \sin\alpha_2}{2};\ \varphi_{ats} =$$

$$= \frac{1 - \sin\alpha_1}{2};\ \varphi_{atd} = \frac{1 - \sin\alpha_2}{2}, \qquad (12)$$

unde sin α_1 şi sinα_2 sînt funcţii de x şi rezultă din ecuaţiile

$$\left.\begin{aligned} &\left[\frac{s^2(x)}{4} + \left(\frac{h}{2} - x\right)^2\right]\sin^2\alpha_1 - \\ &- r_e\cdot s(x)\sin\alpha_1 + r_e^2 - \left(\frac{h}{2} - x\right)^2 = 0 \\ &\left[\frac{s^2(x)}{4} + \left(\frac{h}{2} + x\right)^2\right]\sin^2\alpha_2 - \\ &- r_e\cdot s(x)\sin\alpha_2 + r_e^2 - \left(\frac{h}{2} + x\right)^2 = 0. \end{aligned}\right\} \qquad (13)$$

Întrucît relaţiile ar deveni prea complicate, considerăm pentru coeficienţii unghiulari de iradiere valori medii. De asemenea, tot o valoare medie vom lua şi pentru temperatura ţevii de ecran, T_{ep}.

Înlocuind în (11) expresia (4) şi notînd cu

$$n = 2\cdot 10^{-8}\frac{\varepsilon_e C_0}{2 - \varepsilon_e}(\varphi_{ats} + \varphi_{atd})$$

$$m^4 = \frac{q_f\,\varphi_{fa} + n\,T_{ep}^4}{n}, \qquad (14)$$

obţinem

$$q_a(x) = n(m^4 - T^4) \qquad (14')$$

Pentru aripioara trapezoidală

$$s(x) = s_v + \frac{s_b - s_v}{b}x. \qquad (15)$$

Ecuaţia (10) devine

$$-\frac{\lambda}{n}\frac{dT}{m^4 - T^4} = \frac{x}{s_v + \frac{s_b - s_v}{b}x}dx. \qquad (16)$$

Integrînd, pentru $x = 0$ şi $x = x$ şi $T = T_v$ şi $T = T$, obţinem expresia legii de variaţie a temperaturii aripioarei cu abscisa x

$$-\frac{\lambda}{4m^3 n}\left[ln\frac{m + T}{m - T}\cdot\frac{m - T_v}{m + T_v} + 2\left(\text{arctg}\frac{T}{m} - \right.\right.$$

$$\left.\left. - \text{arctg}\frac{T_v}{m}\right)\right] = \frac{b}{s_b - s_v}\left[x - \right.$$

$$\left. - \frac{bs_v}{s_b - s_s}ln\left(1 + \frac{s_b - s_v}{bs_v}x\right)\right]. \qquad (17)$$

Pentru $x = b$, obţinem din (17) T_b — temperatura la baza aripioarei care trebuie să fie egală cu temperatura exterioară a ţevii (formula 8) (temperatură ce se stabileşte în prezenţa aripioarei, fig. 5).

Presupunînd q_a = const. şi reluînd calculele, rezultă distribuţia temperaturii într-o aripioară trapezoidală:

$$T = T_r - \frac{q_a}{\lambda}\frac{b^2 s_v}{(s_b - s_v)^2}\left[x\frac{s_b - s_v}{bs_v} - \right.$$

$$\left. - ln\left(1 + \frac{s_b - s_v}{bs_v}x\right)\right]. \qquad (18)$$

Pentru $x = b$, $T = T_b$

$$T_b = T_v - \frac{q_a}{\lambda}\frac{b^2 s_v}{(s_b - s_v)^2}\left[\frac{s_b - s_v}{\varepsilon_v} - ln\frac{s_b}{s_v}\right]. \qquad (19)$$

Dacă în relaţia (19) notăm grosimea medie a aripioarei $s_m = \frac{s_b + s_v}{2}$ şi raportul $a = \frac{s_v}{s_b}$, atunci pentru T_v putem obţine expresia

$$T_v = T_b + \frac{q_a b^2}{2\lambda s_m}\frac{a(a + 1)\,ln\,a - a^2 + 1}{(1 - a)^2} =$$

$$= T_b + \frac{q_a b^2}{2\lambda s_m}K_a, \qquad (20)$$

unde

$$K_a = \frac{a(a + 1)\,ln\,a - a^2 + 1}{(1 - a)^2} \qquad (21)$$

În figura 7[1] se reprezintă graficul corelaţiei $K_a = f(a)$. Pentru aripioara dreptunghiulară a $a = 1$ şi $K_a = 1$; ecuaţia (20) capătă forma ($s_m = s_v = s_b = s$)

$$T_a = T_b + \frac{q_a b^2}{2\lambda s} \qquad (20')$$

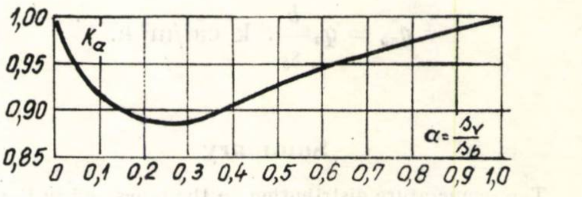


Fig. 7 — Graficul $K_a = f(a)$

Analizînd relaţiile (20) şi (20') se constată că temperatura în vîrful aripioarei (temperatura maximă) este mai mare pentru o aripioară dreptunghiulară decît trapezoidală. Graficul din figura 7 permite de asemenea găsirea formei optime a aripioarei trapezoidale şi anume T_v are valorile minime pentru a = 0,20...0,30.

Deoarece $\frac{s_b - s_v}{s_v}\frac{x}{b} < 1$, atunci putem să descompunem în serie funcția logaritmică

$$ln\left(1 + \frac{s_b - s_v}{s_v}\frac{x}{b}\right) = x\frac{s_b - s_v}{bs_v} - \frac{1}{2}x^2\left(\frac{s_b - s_v}{bs_v}\right)^2 + \frac{1}{3}x^3\left(\frac{s_b - s_v}{bs_v}\right)^3 - \ldots \qquad (22)$$

Introducînd (22) în (18), obținem o relație simplificată a variației temperaturii în lungul aripioarei trapezoidale :

$$T = T_v - \frac{q_a x^2}{\lambda s_v}\left[\frac{1}{2} - \frac{1}{3}x\frac{s_b - s_v}{bs_v}\right] \qquad (23)$$

Pentru aripioara dreptunghiulară $s_b = s_v = s$, formula (23) devine

$$T = T_v - \frac{q_a x^2}{2\lambda s_v} \qquad (24)$$

Valoarea fluxului q_a (formula 11) este cu atît mai mică cu cît aripioara este așezată mai spre zidărie. Acest lucru se explică prin micșorarea unghiurilor α_1 și α_2 (fig. 2) și deci prin modificarea coeficienților unghiulari de iradiere, modificări care toate conduc la scăderea lui q_a. De aici rezultă că din punct de vedere termic poziția deplasată a aripioarelor față de planul axial al ecranului este mai avantajoasă.

Calculele din tabelul următor au fost întocmite pentru o dispoziție simetrică a aripioarelor și temperatura emulsiei de 317°C. Temperaturile la vîrf pentru primele două forme de aripioare au valori destul de ridicate, lucru ce influențează asupra alegerii oțelului. Evident problema alegerii unei forme sau alta prezintă un aspect tehnic și economic.

Cu expresiile precedente putem să scriem expresia fluxului q_{ab} care trece prin secțiunea de bază a aripioarei. Dacă în figura 6, perpendicular pe hîrtie, considerăm o aripioară de lungime unitară, atunci dintr-o ecuație de bilanț termic obținem :

$$q_{ab} = q_a\frac{b}{s_b}, \text{ k cal/m}^2\text{ h.} \qquad (25)$$

Summary

The temperature distribution in the pipes and in the fines (or metal strips) of the thin screens of the evaporation system is analysed in the paper. Taking into accunt the heat exchange between the flame and the pipe, the flame and the fin, as well as between the fin and the pipe, one can obtain the differential equations and the temperature field results from their solutions. The study of the obtained relations allows to found some practical conclusion regarding the design and operation of the thin walls of a steam generator evaporation systems.

Tabelul 1

Denumirea mărimilor	Dimensiunea aripioarei $b \times s_v \times s_b$		
	15×8	15×6×10	15×8×14
Fluxul q_a, kcal/m²h	$302\cdot10^3$	$302\cdot10^3$	$302\cdot10^3$
Raportul $a = \frac{s_v}{s_b}$	1	0,6	0,571
Coeficientul λ, kcal/mh grd	33	33	33
Temperatura la bază $T_b - 273$, °C	443	418	390
Temperatura la vîrf $T_v - 273$, °C	570	543	482

4. CONCLUZII

In lucrare au fost deduse relațiile analitice de calcul al cîmpurilor de temperatură atît în peretele țevii cît și în aripioară. Acestea sînt necesare proiectantului de cazane în vederea dimensionării corecte a ecranelor membrană (alegerea materialului, prevederea spațiilor de dilatare etc.). Lucrarea nu și-a propus analiza expresiilor eforturilor unitare suplimentare cauzate de tensiunile termice din pereți.

Folosirea ecranelor complet sudate sporește căldura transmisă în focar agentului de răcire. Menținînd aceleași dimensiuni ale focarului în cazul ecranelor din țevi nesudate se poate, în cazul ecranelor membrană, mări pasul dintre țevi. In aceste împrejurări nu se poate face nici o afirmație asupra consumului de metal ; el trebuie să fie dedus de la caz la caz.

Analiza completă a tuturor aspectelor, care apar în urma ecranării cu pereți membrană a focarului unui cazan, impune un calcul tehnico-economic. Pentru focarele cu ardere cu suprapresiune folosirea ecranelor complet sudate este o obligație.

Experiența arată că montajul ecranelor din țevi sudate sub formă de panouri avînd deja izolația fixată este mai simplu și mai ieftin.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Joludov, Ia. S., Konoplev E. I.* : ,,Rascet temperaturnovo rejima plavnicovîh ecrannîh trub'', Teploenerghetica, 5/1965, pg. 71–74.

[2] *Zalkind, M. E.* ,,Telnosvarnîe plavnicovîe ecranî i ih teplovoi rascet'', Electriceschie stanții, 10/1964, pg. 16–20

[3] *Sparrow, M. E., Cess, R. D.* : ,,Radiation heat transfer'', (tradusă în lb. rusă), Energhia, Leningrad, 1971, pg. 161–167.

[4] *Zalkind, M. E.* ,,Materialî obmurovoc i rascet ograjdenii parovîh cotlov'', Energhia, Moskva, 1972.

[5] *Huet, J., Montaine D.* : ,,Étude d'une paroi tubulaire chauffée par rayonnement'', Entropie, nr. 19, janvier-février 1968, pg. 43–53.

[6] *Tihonov, A. N., Samarski, A. A.* ,,Ecuațiile fizicii matematice'', (traducere din lb. rusă), Editura tehnică, 1956, pg. 270–274.

Résumé

A partir d'un examen détaillé de la distribution de la température dans les tuyaux et dans les ailettes (ou dans les bandes métalliques) des écrans-membrane du systéme vaporisateur et en tenant compte de l'échange de chaleur entre la flamme et le tuyau, entre la flamme et l'ailette, de même qu'entre l'ailette et le tuyau, on obtient des équations différentielles.

Leur solution mène à l'obtention des champs de température.

L'analyse des relations obtenues conduit aux conclusions pratiques concernant la construction et l'exploitation des parois membranes du système vaporisateur d'un générateur à vapeur.

Zusammenfassung

Es wird die Temperaturverteilung in den Röhren und Flügeln (oder Metallbändern) des Membranschutzchirmes des Verdampfersystems analysiert. Nimmt man den Wärmeaustausch zwischen Flamme und Rohr, Flamme und Flügel, sowie zwischen Flügel und Rohr in Betracht, so entstehan die Differentialgleichungen aus deren Lösung sich die Temperaturfelder errechnen.

Die Untersuchung der festgelegten Gleichungen ergibt praktische Schussfolgerungen über den Bau und Betrieb von Membranwänden des Verdampfersystems eines Dampferzeugers.

Резюме

В статье происводится анализ распределения температуры в трубах и рёбрах (или металлических поясах) экранов-мембрансистемы испарения. Имея в виду теплообмен между пламенем и трудой, между пламенем и ребром, о также между ребром и трудой, получаюшся диреффеpенциальные уравнения, разрешение которых определяет температурные зоны. Анализ полученных соотношений даёт возможность получения практических выводов по поводу изготовления и эксплуатации стен-мембран системы испарения парогенератора.

* * *

CZ : 621.187

Calculul termic al preîncălzitoarelor de aer recuperative

Ing. Constantin **NEAGA** – Institutul politehnic – Bucureşti

1. Introducere

O mulţime de instalaţii industriale, care presupun, în cadrul procesului tehnologic, arderea unui combustibil, folosesc, din motive cunoscute, aerul necesar combustiei preîncălzit. Această operaţie se face , fie într-o instalaţie specială – cu focar propriu, fie cu gaze de ardere reziduale. În acest ultim caz, din cauza nivelului de temperatură coborît (cazul generatoarelor de abur) preîncălzitoarele de aer au dimensiuni mari, conducînd la un consum ridicat de metal. Rezultă de aici necesitatea revizuirii metodei de calcul termic al lor.

Lucrarea de faţă încearcă să răspundă acestui deziderat. În deducerea formulelor se ţine seama de caracterul spaţial al schimbului de căldură, adoptîndu-se ca model fizic curgerea încrucişată a agenţilor termici. Metodica expusă se referă numai la preîncălzitoarele de aer (sau şi alţi agenţi termici) recuperative (tubulare sau cu plăci), deoarece, cu toată concurenţa făcută de preîncălzitoarele regenerative, aceste preîncălzitoare sînt mult folosite în industrie.

2. Deducerea şi rezolvarea sistemului de ecuaţii diferenţiale

Avînd în vedere figura 1, introducem cîteva notaţii : n_1 numărul de ţevi pe metrul liniar (dimensiunea 1) al canalului de gaze de ardere (pasul s_1) ; n_2 – aceeaşi semnificaţie, pe dimensiunea L (pasul s_2).

Deci $n_1 = 1 + 1/s_1$ şi $n_2 = 1/s_2$. Atunci $n = n_1 n_2$ reprezintă numărul de ţevi aşezate pe unitatea de suprafaţă a plăcii tubulare. Notăm cu p_e, m^3/m^3, **porozitatea exterioară** a sistemului de ţevi, fracţiunea liberă – în cazul de faţă va fi ocupată de aerul de ardere – a unităţii de volum de preîncălzitor. Analog p_i. m³/m³ – **porozitatea interioară**. Notăm cu f_e, m²/m³, suprafaţa specifică exterioară a ţevilor existente într-un m³ de preîncălzitor de aer. Analog f_i, m²/m³, suprafaţa specifică interioară. Cu notaţiile d_e şi d_i pentru diametrul exterior şi interior al ţevilor, obţinem următoarele expresii :

$$p_e = 1 - n\pi\, d_e^2/4\;;\; p_i = n\pi d_i^2/4\;;\; f_e = n\pi\, d_e\;;\; f_i = n\pi d_i,$$

iar pentru conţinutul specific de metal $m = n\,\dfrac{\pi}{4}\,(d_e^2 - d_i^2)$, m³/m³.

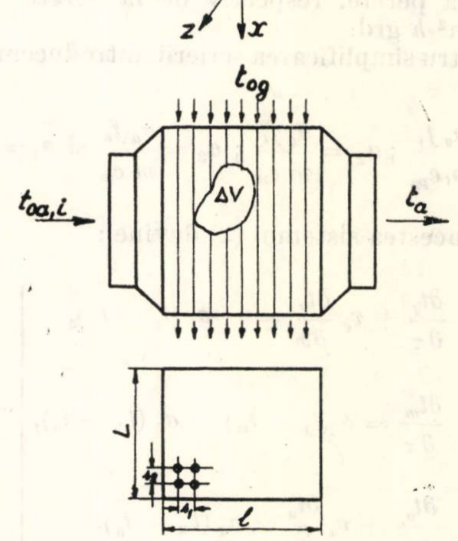


Fig. 1 – Schema preîncălzitorului de aer recuperativ

Desprindem un element de volum ΔV. Ținînd cont de sensul schimbului de căldură, putem scrie relațiile :

$$\left.\begin{aligned}\frac{D(c_{pg}\,p_i\,t_g\,\Delta V)}{D\tau} &= -\,\alpha_g f_i\,\Delta V\,(t_g - t_m)\,;\\ \frac{D(c_m\,m\,t_m\,\Delta V)}{D\tau} &= \alpha_g f_i \Delta V(t_g - t_m) - \alpha_a f_e \Delta V(t_m - t_a)\,;\\ \frac{D(c_{pa}\,p_e\,t_a \Delta V)}{D\tau} &= \alpha_a f_e \Delta V(t_m - t_a),\end{aligned}\right\}$$

unde prima expresie reprezintă variația în timp și spațiu (deci folosim derivata substanțială) a conținutului de căldură a gazelor de ardere existente la momentul τ în elementul de volum ΔV; a doua expresie reprezintă variația conținutului de căldură a metalului; iar a treia, variația conținutului de căldură a aerului de ardere.

Am notat c_{pg}, c_m, c_{pa} — căldurile specifice ale substanțelor participante la schimbul de căldură, kcal/Nm^3 grd ; kcal/m^3 grd ; kcal/Nm^3 grd ; $t_g = t_g(x, y)$, $t_m = t_m(x, y)$, $t_a = t_a(x, y)$ — temperaturile gazelor de ardere, metalului (s-a considerat constantă în peretele metalic) și aerului, °C (nu considerăm variația cu axa z) ; α_g, α_a — coeficienții de convecție termică de la gaze la perete, respectiv de la perete la aer kcal/m^2 h grd.

Pentru simplificarea scrierii, introducem notațiile :

$$a_1 = \frac{\alpha_g f_i}{p_i c_{pg}}\,;\; a_2 = \frac{\alpha_g f_i}{m\,c_m}\,;\; a_3 = \frac{\alpha_a f_e}{m\,c_m}\;\text{și}\; a_4 = \frac{\alpha_a f_e}{p_e c_{pa}}.$$

Cu acestea sistemul (1) devine :

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial t_g}{\partial\tau} + v_g\frac{\partial t_g}{\partial x} &= -\,a_1\,(t_g - t_m),\\ \frac{\partial t_m}{\partial\tau} &= a_2(t_g - t_m) - a_3\,(t_m - t_a),\\ \frac{\partial t_a}{\partial\tau} + v_a\frac{\partial t_a}{\partial y} &= a_4\,(t_m - t_a),\end{aligned}\right\}\quad(1')$$

unde :

— v_g este viteza gazelor de ardere prin secțiunea preîncălzitorului, Nm/s^3 ;

— v_a este viteza aerului de ardere, Nm/s.

Considerînd procesul stabilizat, $\frac{\partial}{\partial\tau} = 0$, obținem din ecuația a doua a sistemului (1′) expresia temperaturii metalului :

$$t_m = \frac{a_2\,t_g + a_3\,t_a}{a_2 + a_3},\ °\text{C}. \qquad (2)$$

Cu acestea sistemul (1′) devine :

$$\left.\begin{aligned}v_g\frac{\partial t_g}{\partial x} &= -\,a_5\,(t_g - t_a),\\ v_a\frac{\partial t_a}{\partial y} &= a_6\,(t_g - t_a),\end{aligned}\right\}\quad(1'')$$

unde s-au notat cu $a_5 = \frac{a_1\,a_3}{a_2 + a_3}$ și $a_6 = \frac{a_2\,a_4}{a_2 + a_3}$.

Facem schimbarea de variabile [2 ; 3] :

$$X = \frac{a_5}{v_g}\,x\,;\; Y = \frac{a_6}{v_a}\,y.$$

Astfel, rezultă sistemul :

$$\left.\begin{aligned}\frac{\partial t_g\,(X, Y)}{\partial X} &= -[t_g\,(X, Y) - t_a(X, Y)],\\ \frac{\partial t_a\,(X, Y)}{\partial Y} &= [t_g\,(X, Y) - t_a\,(X, Y)].\end{aligned}\right\}\quad(3)$$

Eliminînd t_a în sistemul (3), obținem ecuația de variație a temperaturii gazelor de ardere :

$$\frac{\partial^2 t_g(X, Y)}{\partial X\,\partial Y} + \frac{\partial t_g\,(X, Y)}{\partial X} + \frac{\partial t_g\,(X, Y)}{\partial Y} = 0. \qquad (4)$$

Mai comod se lucrează cu mărimi raportate : temperatura raportată a gazelor de ardere,

$$\bar{t}_g\,(X, Y) = \frac{t_g\,(X, Y) - t_{oa.i}}{t_{og} - t_{oa,i}}, \qquad (5)$$

și temperatura raportată a aerului de ardere,

$$\bar{t}_a\,(X, Y) = \frac{t_{og} - t_a\,(X, Y)}{t_{og} - t_{oa,i}}, \qquad (6)$$

unde $t_{oa,i}$ este temperatura aerului la intrarea în trecerea respectivă a preîncălzitorului (preîncălzitorul de aer poate fi cu una sau mai multe treceri și cu una sau mai multe trepte), °C ; t_{og} — temperatura gazelor de ardere la intrarea în trecerea respectivă, °C.

Ecuația (4) devine :

$$\frac{\partial^2\,\bar{t}_g(X, Y)}{\partial X\,\partial Y} + \frac{\partial\bar{t}_g(X, Y)}{\partial X} + \frac{\partial\bar{t}_g(X, Y)}{\partial Y} = 0. \qquad (7)$$

Condiții la limită :

— pentru $Y = 0$ și X oricare, $t_a(X, Y) = t_{oa} = \text{const.}$ Din ecuația primară a sistemului (3) rezultă :

$$\frac{dt_g(X, Y)}{dX} = -[t_g\,(X\;Y) - t_{oa}],$$

care conduce la :

$$\bar{t}_p(X, 0) = exp\,(-X)\,; \qquad (8)$$

— pentru $X = 0$ şi Y oricare :

$$\bar{t}_g(0, Y) = 1. \qquad (9)$$

Pentru aerul de ardere, $\bar{t}_a(0, Y) = exp\,(-Y)$; $\bar{t}_a(X, 0) = 1$.

Pentru a rezolva ecuaţia (7) se caută o soluţie de forma :

$$\bar{t}_g(X, Y) = u(X, Y)\, exp\,(\lambda X = + \beta Y) + exp\,(\lambda X), \qquad (10)$$

unde λ şi β se găsesc din condiţia ca să fie nuli coeficienţii derivatelor parţiale de ordinul 1, rezultate după înlocuirea expresiei (10) în (7). După calcule, obţinem $\lambda = -1$ şi $\beta = -1$.

Cu (10), ecuaţia (7) devine :

$$\frac{\partial^2 u(X, Y)}{\partial X\, \partial Y} - u(X, Y) = exp\,(Y) \qquad (11)$$

Noua funcţie $u\,(X, Y)$ are condiţiile la limită :

$$u(X, 0) = 0 \text{ şi } u(0, Y) = 0 \qquad (12)$$

Rezolvînd (11), (1), rezultă :

$$u(X, Y) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{X^k}{k\,!}\left(e^Y - \sum_{i=0}^{k-1} \frac{Y^i}{i\,!}\right). \qquad (13)$$

Cu (13) temperatura raportată a gazelor de ardere, devine :

$$\bar{t}_g(X, Y) = exp\,(-X) +$$

$$+ exp\,(-X-Y) \sum_{i=1}^{\infty} \frac{X^k}{k\,!}\left(e^Y - \sum_{i=0}^{k-1} \frac{Y^i}{i\,!}\right) \qquad (14)$$

Prima ecuaţie a sistemului (3), în mărimi raportate devine :

$$\frac{\partial \bar{t}_a\,(X, Y)}{\partial X} = -\,\bar{t}_g\,(X, Y) - \bar{t}_a\,(X, Y) + 1 \qquad (15)$$

Folosind (14) rezultă din (15) expresia temperaturii raportate a aerului de ardere :

$$\bar{t}_a(X, Y) = 1 -$$

$$- exp\,(-X-Y) \sum_{k=1}^{\infty} \frac{X^{k-1}}{(k-1)\,!}\left(e^Y - \sum_{i=0}^{k-1} \frac{Y^i}{i\,!}\right) \qquad (16)$$

Figura 2, reprezintă schema unui preîncălzitor de aer cu i treceri, (curent încrucişat şi contracurent) numărate în sensul de deplasare a aerului de ardere. Calculul se începe cu ultima trecere, pentru care valorile t_{og} şi t_a sînt cunoscute (fie impuse, fie rezultate din calculul termic al celorlalte schimbătoare, dacă preîncălzitorul face parte dintr-o instalaţie).

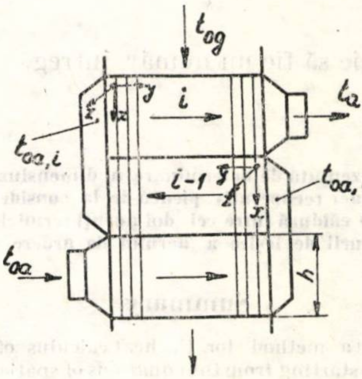


Fig. 2 — Preîncălzitor de aer cu mai multe treceri

Dimensiunea 1 este o mărime impusă (de ex. în cazul unui generator de abur) sau parametru variabil la latitudinea proiectantului.

Calculăm :

$Y_1 = \frac{a_6}{v_y}\, 1$, unde pentru a afla a_6 trebuie calculată v_g.

Se impune $\frac{v_a}{v_g} = r_{opt}$, raport optim dedus din calculul tehnico-economic asupra preîncălzitoarelor recuperative ; valoarea lui depinde de poziţia ţevilor (verticale sau orizontale) şi de distanţele dintre ţevi.

Din expresia lui v_a rezultă înălţimea h a unei treceri şi deci :

$$X_h = \frac{a_5}{v_g}\, h$$

Folosind expresia de mediere a unei funcţii, putem scrie :

$$\bar{t}_{a,med} = \frac{1}{X_h} \int_0^{X_h} \bar{t}_a(X, Y_1)\, dX. \qquad (17)$$

Din relaţia (6), în care $\bar{t}_a(X, Y) = \bar{t}_{a,med}$ şi $\bar{t}_a(X, Y) = t_a$ (valoare cunoscută), rezultă $t_{oa,i,med}$ (reprezintă valoarea medie a temperaturii aerului la intrarea în treapta i ; rezultă din medierea temperaturii aerului la ieşire din treapta $i-1$).

Dacă $t_{oa,i} = t_{oa}$ — temperatura aerului la intrarea în instalaţie — atunci preîncălzitorul de aer este construit într-o singură trecere.

Dacă $t_{oa,i} > t_{oa}$, atunci vom avea mai multe treceri. Presupunînd preîncălzirea aerului egală pe fiecare trecere, vom impune condiţia

$$t_a - t_{oa,i} = \frac{1}{i}(t_a - t_{oa}), \qquad (18)$$

unde i trebuie să fie un număr întreg.

3. Concluzii

Metodica prezentată de determinare a dimensiunilor unui preîncălzitor de aer recuperativ, pleacă de la considerentul real al schimbului de căldură între cei doi agenţi termici. Prin medierea temperaturii de ieşire a aerului de ardere se găseşte temperatura de intrare a aerului în ultima trecere a preîncălzitorului şi de aici, numărul trecerilor. Ipoteza că temperatura aerului creşte egal pe fiecare trecere nu diminuează importanţa problemei. De fapt este foarte greu de găsit expresiile temperaturilor pentru trecerea $i - 1$, întrucît temperatura gazelor de intrare în trecerea $i - 1$ numai este constantă (condiţii variabile pe contur).

Lucrarea poate constitui punct de plecare şi pentru calculul altor aparate schimbătoare de căldură.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Liuboşiţ A. I.*; *Şeiman V.A.*: ,,Reghenerativnii teploobmen v plotnom sloe'', Minsk ,,Nauca i tehnica'' 1970.
[2] *Ionescu, V.D.*, *Kalik, C.*: ,,Ecuaţii diferenţiale ordinare şi cu derivate parţiale'', Ed. didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1965.
[3] *Rudner, V.*: ,,Probleme de matematici speciale'' Ed., didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1970.

Summary

It is suggested a method for the heat calculus of recovery air pre-heaters, starting from the equations of spatial distribution of the heat carriers temperatures. As it was rigorously taken the phenomenon complexity into account (heat exchange during the crossed flow of the fluids) to deduce the terms, the method us to consider it more objective. From meditation expression results the air temperature at the nput in the final pass through the pre-heater; therefore, assuming the air pre-heating equel at each passing, we can found the pass number.

The relations also allows the determination of various parameters influence on design sizes of the pre-heater.

Zusammenfassung

Es wird eine Methode für die thermische Berechnung der Gegenstromluftvorwärmer, ausgehend von den Temperaturraumvertei lungsgleichungen der Wärmemedien angegeben. Da bei der Ermittlung der Ausdrücke, die Vielseitigkeit des Vorganges sehr genau in Betracht genommen wurde, (Wärmeaustausch bei der gekreuzigten Flussströmung), kann die Methode als mehr objektiver angesehen werden.

Aus einem Mittelnausdruck ergibt sich die Eingangstemperatur der Luft im letzten Übergang des Luftvorwärmers.

Von hier ausgehend und unter der Voraussetzung, dass eine gleichmässige Vorwärmung jedes Übergangs vorhanden ist, ist es möglich die Anzahl der Übergänge zu bestimmen.

Die Beziehungen gestatten zugleich den Einfluss verschiedener Kenngrössen auf die Abmessungen des Vorwärmers festzulegen.

Résumé

On propose une méthode de calcul thermique des préchauffeurs d'air à partir des équations de distribution spatiale des températures des agents thermiques.

On peut considérer cette méthode plus objective, vu que pour la déduction des expressions on a rigoureusement tenu compte de la complexité du phénoméne (échange de chaleur pendant l'écoulement croise des fluides).

Il résulte, d'une expression de médiation la température de l'air à l'entrée dans le dernier passage du préchauffeur; donc en supposant que le préchauffage de l'air est egal pour chaque passage on trouve le nombre de passages.

Les relations permettent d'établir l'influence des différents paramètres sur les dimensions constructives du préchauffeur.

Резюме

Предлагается метод термического расчета рекуперативных воздухоподогревателей, исходя от пространственных распределительных уравнений температуры термических агентов.

Так как при составлении уравнений авторы строго соблюдали комплексный характер явления (теплообмен при скрещиванном течении жидкостей), можно считать метод более обьективным. Из соотношения усреднения, получатеся температура воздуха у входа в последний проход подогревателя; отсюда, предпологая одинаковое подогревание воздуха у каждого прохода, получается числопроходов.

Уравнения позволяют в тоже время установление воздействия разных параметров на конструитивные размеры подогревателя.

◆

CZ: 621.224

Probleme privind proiectarea și montajul capetelor de distribuție de la turbinele hidraulice de tip Kaplan

Ing. Bebe **NEGREA**; ing. Alois **VOȘTINARIU** – Centrul de Cercetare și proiectare de echipamente hidromecanice – CCPEH – Timișoara

1. Generalități

Prezenta lucrare conține prescripții, condiții și recomandări de proiectare și montaj, pentru capetele de distribuție ce echipează turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan, rezultate din experiența realizării unui mare număr de asemenea turbine în țară. Lucrarea se referă la turbine hidraulice de tip Kaplan cu puteri unitare cuprinse între 5,5 și 178 Mw, echipate cu capete de distribuție amplasate la partea superioară a hidroagregatelor; rezolvarea constructivă a capetelor de distribuție tratate în continuare este redată în figura 1.

2. Probleme de proiectare

Principalele probleme, ce trebuie avute în vedere la proiectarea capului de distribuție în ansamblu, pecum și a unora din reperele sale principale, sînt următoarele :

- stabilirea jocurilor în bucșe;
- stabilirea formei și dimensiunilor de bază;
- protecția față de influențele fenomenelor electrice;
- alte condiții și recomandări.

2.1. Stabilirea jocurilor în bucșe

Stabilirea limitelor jocurilor diametrale δ_d dintre tijă și bucșele capului de distribuție s-a făcut cu luarea în considerare a unei game de diametre ale tijei d_t, d_t', cuprinsă între 50 și 500 mm, gamă care acoperă în mod practic întreg domeniul turbinelor hidraulice de tip Kaplan. Jocul diametral minim $\delta_{d\,min}$ se stabilește cu formula :

$$\delta_{d\,min} = 2\Delta\,\delta_1 + 2\Delta\,\delta_2 + \Delta\delta_3 = 2\times 0{,}025 + 2\times 0{,}025 + 0{,}050 = 0{,}150 \text{ mm} \qquad (1)$$

în care notațiile introduse au următoarea semnificație :

$\Delta\delta_1$ – deplasarea radială a arborelui excitatoarei evaluată la valoarea de 0,025 mm, în condițiile unui lagăr radial superior al hidroagregatului cu un film de ulei avînd grosimea medie de 0,18÷0,22 mm în timpul funcționării mașinii;

$\Delta\delta_2$ – eroarea radială de centrare a capului de distribuție apreciată la valoarea de 0,025 mm, în ipoteza utilizării unor dispozitive de centrare și măsurării cu precizii de 0,010 la 0,030 mm incluzînd și erorile de citire;

$\Delta\delta_3$ – bătaia totală remanentă a arborelui excitatoarei evaluată la valoarea de 0,050 mm; toate valorile numerice alese corespunzînd unui diametru al tijei de 50 mm.

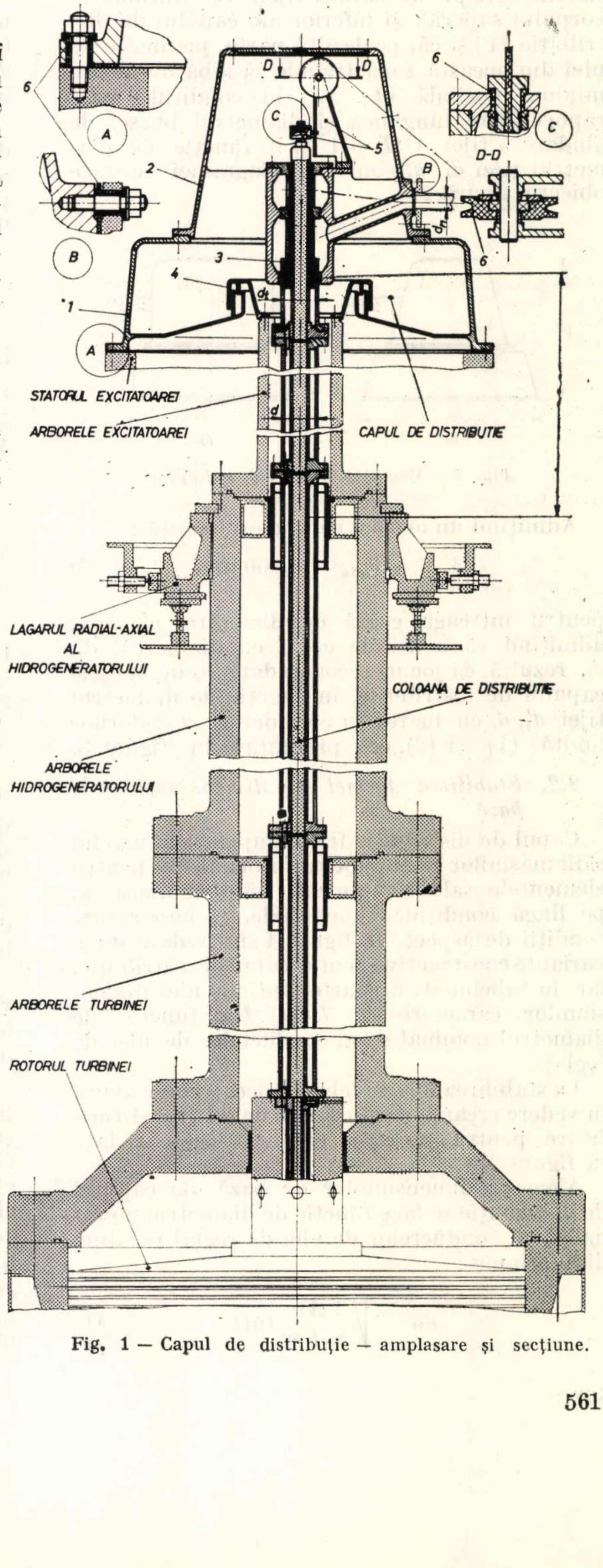


Fig. 1 — Capul de distribuție — amplasare și secțiune.

Jocul diametral maxim $\delta_{d_{max}}$ s-a stabilit, pentru un diametru al tijei de 500 mm, la valoarea de :

$$\delta_{dmax} = 0{,}400 \text{ mm} \qquad (2)$$

ținîndu-se seama în primă instanță că bucșele capului de distribuție au rolul unor lagăre radiale care preiau bătăile tijei, transmițîndu-se corpului superior și inferior ale capului de distribuție [1] și că, pe de altă parte, pierderile de ulei din această zonă trebuie să aibă o valoare minimă posibilă [4], [5] în condițiile unui raport între lungimea și diametrul bucșei de ghidare a tijei $1'/d'_t$ și $1/d_t$, în funcție de diametrul tijei d'_t, d_t conform diagramei ce face obiectul figurii 2.

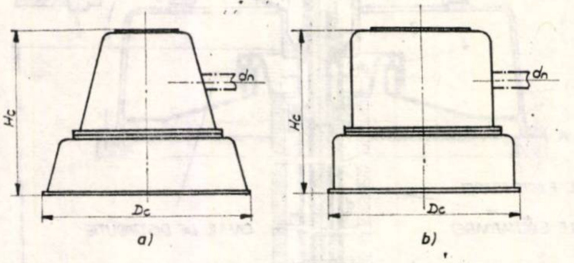


Fig. 2 – Raportul $1'/d'_t$, $1/d_t = f(d'_t/d_t)$

Admițînd un același cîmp de toleranță :

$$\delta_{max} - \delta_{min} = 0{,}100 \text{ mm} \qquad (3)$$

pentru întreaga gamă de diametre d'_t, d_t și admițînd că abaterile cresc cu diametrul d'_t, d_t, rezultă ca jocuri recomandate δ_d în bucșele capului de distribuție, în funcție de diametrul tijei d'_t, d_t cu luarea în considerare a valorilor limită (1) și (2), cele prezentate în figura 3.

2.2. *Stabilirea formei și dimensiunilor de bază*

Capul de distribuție fiind amplasat la nivelul sălii mașinilor se impune ca forma aleasă pentru elementele sale componente să îndeplinească, pe lîngă condițiile funcționale, și importante condiții de aspect. În figura 4 sînt redate două variante constructive pentru capul de distribuție, iar în tabelul 1, rapoarte optime ale dimensiunilor caracteristice H_c și D_c, funcție de diametrul nominal d_n al conductelor de ulei de reglaj.

La stabilirea formei tehnologice, trebuie avută în vedere crearea de suprafețe de control și verificare pentru montaj, conform celor redate în figura 5.

Alegerea dimensiunilor de bază ale capului de distribuție se face funcție de diametrul nominal d_n al conductelor de ulei de reglaj rezultat din formula :

$$dn = \sqrt{\frac{4\,As}{\pi . t \cdot v}} \; [\text{m}] \qquad (4)$$

în care :

A — suprafața pistonului servomotorului rotorului (m^2);
s — cursa pistonului servomotorului rotorului (m);
t — timpul de închidere sau deschidere al paletelor rotorului (s);
v — viteza uleiului de reglaj admisă în general între $2 \div 4$ m/s și uneori chiar $5 \div 6$ m/s [6].

Diametrul nominal d_n al conductelor de ulei de reglaj odată stabilit cu relația (4), din tabelul 1 se determină în continuare diametrul d'_t și d_t al tijei capului de distribuție și jocurile în bucșe conform figurii 3.

Debitul de ulei pierdut Q_p prin bucșele capului de distribuție, necesare la dimensionarea unor elemente din sistemul de reglaj al turbinei, se poate stabili, în ipoteza unor fante circulare uniforme, după [4] și [5], cu formula :

$$Q_p = \frac{\pi \cdot D \cdot \delta r^3 \cdot \Delta p}{12\, \eta\, L} \qquad (5)$$

în care s-au folosit notațiii :

D — diametrul bucșei (cm);
δ — jocul radial între bucșă și tijă (cm);
Δp — diferența de presiune pe cele două fețe ale pistonului servomotorului rotorului $\left(\frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}\right)$;
η — viscozitatea dinamică a uleiului $\left[\frac{\text{daN} \cdot \text{s}}{\text{cm}^2}\right]$;
L — lugimea bucșei (cm).

În condițiile unui joc uniform între bucșă și tijă, debitul de ulei pierdut Q_{pe} prin acest interstițiu poate fi evaluat, după [4] și [5], cu expresia :

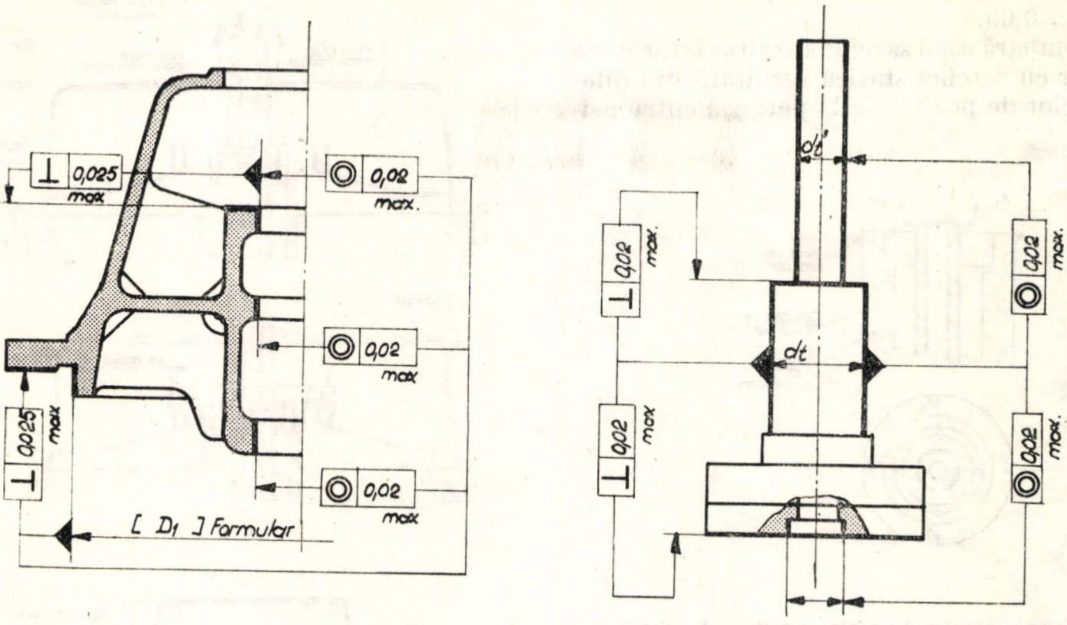
$$Q_{pe} = 2{,}5\, Q_p \; (\text{cm}^3/\text{s}) \; (6)$$

Pentru o estimare rapidă a pierderilor de ulei aferente unui cuplu tijă — bucșă, ținînd seama de diagonalele din figurile 2 și 3 în figura 6 se indică debitul pierdut în cazul jocului uniform Q_p și al jocului excentric Q_{pe}, funcție de diferența de presiune pe fețele pistonului rotorului și pe diametrul tijei d'_t, respectiv d_t.

Calculul capului de distribuție se încheie cu verificarea volumului rezervorului corpului inferior și respectiv a diametrului conductei de drenaj al acestuia după cum urmează :

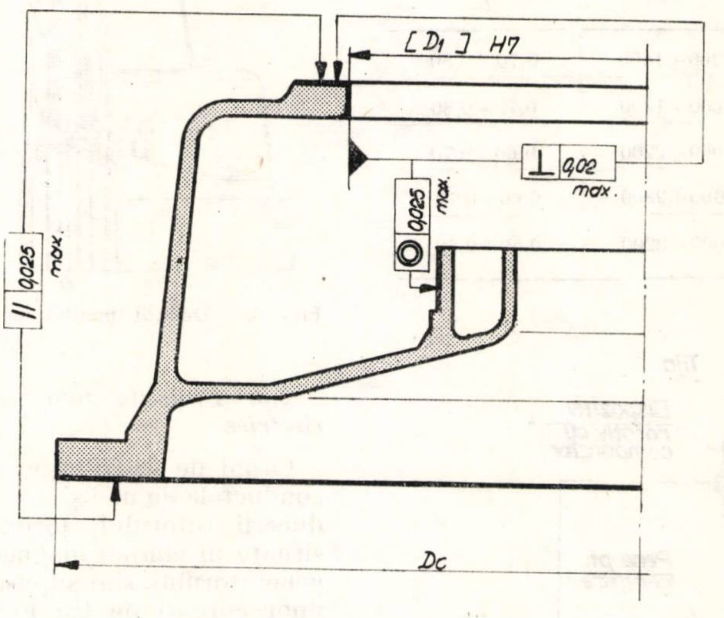
a) Se calculează volumul total de ulei scăpat prin bucșele capului de distribuție și ale rotorului și de asemenea volumul de ulei dislocat de elementele rotorului în realizarea completă a cursei de la poziția „închis" la poziția „deschis".

b) Se determină volumul rezervorului de ulei al corpului inferior calculat din considerente constructive și de aspect și se compară cu volumul de ulei de la punctul anterior asigurîndu-se un raport al volumelor de 5 : 10.


⊥ 0,025 max
◎ 0,02 max
◎ 0,02 max
⊥ 0,025 max
◎ 0,02 max
[D₁] Formular
d't
⊥ 0,02 max
◎ 0,02 max
dt
⊥ 0,02 max
◎ 0,02 max

a) Corpul superior

b) Tija


[D₁] H7
⊥ 0,02 max.
◎ 0,025 max.
// 0,025 max.
Dc

c) Corpul inferior

Fig. 3 – Alegerea jocurilor în bucşe. $\delta_d = f(d_t', d_t)$

c) Se determină cotele de nivel ale conductei de drenaj din corpul inferior şi din rezervorul de ulei al grupului de ulei sub presiune.

d) Se calculează secţiunea de trecere a conductei de drenare a uleiului, dimensionată constructiv.

e) Se determină timpul de golire al rezervorului de ulei al copului inferior care se consideră format din suma timpilor de deschidere şi închidere completă a paletelor rotorului.

f) Se determină debitul la ieşirea din rezervorul corpului inferior şi viteza uleiului în conducta de drenaj.

g) Cu viteza uleiului astfel determinată se calculează toate pierderile hidraulice locale şi longitudinale de pe traseul de scurgere de la capul de distribuţie la rezervorul de ulei al grupului de ulei sub presiune. Pentru calculul lui R_e se consideră că uleiul are o vîscozitate cinematică $\nu = 50.10^{-6}$ ^{0}E la 50°C, coeficientul pierderilor longitudinale admițîndu-se $\lambda = 0{,}04 \ldots 0{,}05$.

h) Se compară apoi sarcina rezultată din suma pierderilor cu sarcina statică rezultată din diferența cotelor de poziție de la pct. c. Pentru asigurarea unei bune drenări, raportul între sarcina rezultată din diferența dintre cotele de instalare și sarcina rezultată din suma pierderilor trebuie să fie minimum 2,5.

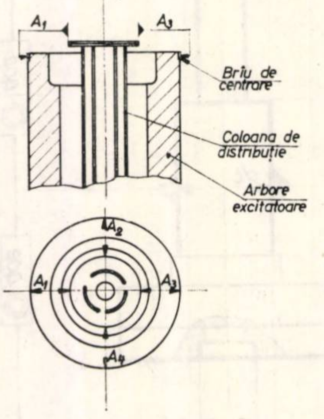

A₁
A₃
Brîu de centrare
Coloana de distribuție
Arbore excitatoare
A₂
A₁
A₃
A₄

Fig. 4. — Forme constructive ale capului de distribuție

Tabelul 1

dn (mm)	d_t (d_1) (mm)	Dc (mm)	$\frac{Hc}{Dc}$
50	121	1200+1400	0,70+0,80
100	168	1600+1800	0,70+0,80
150	245	2000+2200	0,60+0,70
200	324	2600+2800	0,60+0,70
250	426	3000−3200	0,50+0,60

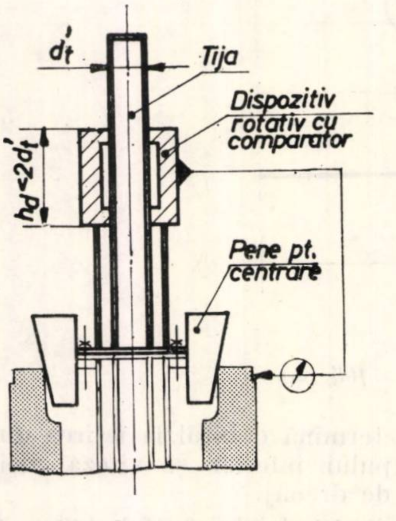

d'ₜ
Tija
Dispozitiv rotativ cu comparator
hd<2d'ₜ
Pene pt. centrare

Fig. 5. — Suprafețe de centrare și montaj pentru principalele piese ale capului de distribuție.

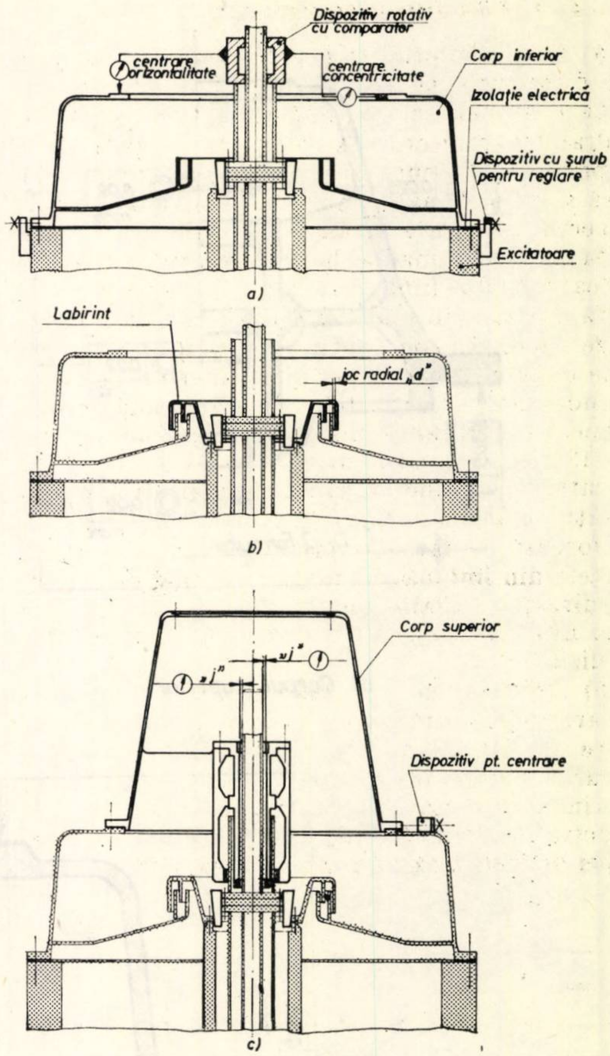

Dispozitiv rotativ cu comparator
centrare orizontalitate
centrare concentricitate
Corp inferior
Izolație electrică
Dispozitiv cu șurub pentru reglare
Excitatoare
a)
Labirint
joc radial „d"
b)
Corp superior
j''
j''
Dispozitiv pt. centrare
c)

Fig. 6. — Debitul pierdut prin bucșa Q_p, $Q_{pe} = f(d_t', d_t \cdot \Delta p)$

2.3. *Protecția față de influența fenomenelor electrice*

Capul de distribuție, coloana de distribuție, conductele de ulei și o parte din elementele readucerii rotorului, formînd circuite care sînt situate în cîmpul magnetic al statorului hidrogeneratorului, sînt supuse în timpul funcționării unor curenți de tip Foucault. Ca rezultat al acestui fenomen în locurile din capul de distribuție, unde sînt jocuri sau interstiții în mișcare, pot apărea fenomene de electrocoroziune, de multe ori cu efecte foarte grave, ce pot ajunge pînă la gruparea bucșelor. Pentru a evita apariția acestor fenomene este necesară izolarea electrică a capului de distribuție conform detaliilor din figura 1.

Izolarea se face cu materiale izolante obișnuite folosindu-se în general pertinaxul sub formă de rondele, bucșe, plăcuțe, etc. Tensiunile care apar fiind destul de mici (de ordinul zecilor de volți) calculul electric al izolației nu este necesar.

2.4. *Alte condiții și recomandări*

a) Corpul inferior ca și cel superior al capului de distribuție se pot realiza fie turnate, fie sudate, ambele soluții fiind aplicate la turbinele hidraulice proiectate și montate în țară. Din experiența de montaj și exploatare se recomandă însă soluția turnată, mult mai convenabilă sub aspectul preluării bătăilor și a vibrațiilor care apar în funcționarea hidroagregatului; rigiditatea corpului fiind mai mare în varianta turnată, nu apar în plus deformații care să îngreuneze operațiile de centrare și montaj. Pentru cele două corpuri, superior și inferior, se recomandă utilizarea fontei. Se recomandă de asemenea ca grosimea minimă a pereților să fie de 12 mm. În cazul în care se alege varianta sudată, se impune un calcul de verificare a rigidității ambelor corpuri atît axial cît și radial. Deformațiile date de presiunea uleiului și de forțele din îmbinările țevilor de ulei de reglaj, în direcție radială, vor trebui să nu consume mai mult de 15% din valoarea jocului efectiv realizat.

b) Deoarece corpul labirintului este montat pe arborele excitatoarei, ale cărei bătăi le reproduce în timpul funcționării hidroagregatului, jocurile radiale prevăzute la labirint $\delta/_{l_r}$ se vor lua în conformitate cu valorile din tabeleul 2, în funcție de diametrul d_n, pentru evitarea apariției de frecări sau gripaje în această zonă.

Tabelul 2

d_n (mm)	50	100	150	200	250
δl_r (mm)	$2,5^{\pm 02,5}$	$3,0^{\pm 0,25}$	$3,0^{\pm 0,25}$	$5,0^{\pm 0,5}$	$4,0^{\pm 0.5}$

c) Pentru a feri capul de distribuție de loviturile directe ce le-ar putea primi de la arborele excitatoarei în timpul funcționării, nu se admite ca ghidarea coloanei de distribuție să se facă în această zonă. Se recomandă ca ghidarea coloanei să se facă la o distanță apreciabilă de bucșa capului de distribuție (L = 4÷10 m) conform celor reprezentate în figura 1.

d) Ajustajul format la îmbinarea corpului inferior cu cel superior se impune a fi realizat la toleranțe restrînse pentru a evita centrări care ar putea duce la consumarea jocurilor din bucșe. Se recomandă toleranțele din figura 5 și anume:

— pentru diametrul D_1 interior al corpului inferior: H 7;

— pentru diametrul conjugat din corpul superior cota să se realizeze după formular astfel:

a) pentru diametre D_1 pînă la 900 mm — Formular $[D_1]^{-0,03}_{-0,06}$
b) pentru diametre D_3 cuprinse între 900÷1 600 mm — Formular $[D_1]^{-0,05}_{-0,08}$
c) pentru diametre D_1 peste 1 600 mm — Formular $[D_1]^{-0,07}_{-0,10}$

3. Probleme de montaj

În literatura de specialitate [2], [7] este citată metoda centrării capului de distribuție cu ajutorul nivelei, metodă abandonată după montarea primelor hidroagregate în țara noastră datorită neajunsurilor apărute. Acest fapt a condus la conceperea unei metode proprii de centrare cu ajutorul unui dispozitiv cu ceas comparator [8], metodă verificată în practică timp de circa 10 ani.

Montarea capului de distribuție se face respectînd în principiu următoarele faze:

a) Se verifică dacă flanșa superioară a ultimului tronson al coloanei se află situată în axa arborelui excitatoarei. Această verificare este indicată numai pentru coloanele de distribuție cu $d_1 \geqslant 245$ mm; la coloanele mici cu $d_1 < < 245$ mm verificarea așezării coloanei în axa arborelui nu se face, rezultatele nefiind concludente din cauza elasticității mari a coloanei. Verificarea la coloane mari cu $d_1 \geqslant 245$ mm presupune măsurarea distanțelor A_1, A_2, A_3 și A_4 conform figurii 7.

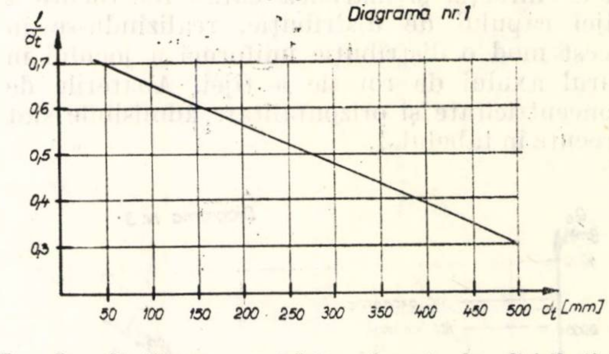


Fig. 7. — Verificarea centrării coloanei de distribuție.

Dacă diferențele sînt mai mari de 1÷2 mm este necesară o corecție a flanșelor de îmbinare ale tronsoanelor coloanei de distribuție, pentru ca aceasta în stare liberă să fie situată cît mai aproape de axul arborelui.

b) Se montează tija capului de distriuție și se aduce în axul arborelui excitatoarei cu ajutorul unor pene sau șuruburi de reglare ca în figura 8. Operația se realizează cu ajutorul dispozitivului rotativ cu ceas comparator. Fixarea tijei de coloană și centrarea ei se recomandă a fi făcută înaintea realizării liniei arborilor hidroagregatului, existînd astfel posibilitatea ca operația de efectuare a liniei arborilor să fie extinsă și asupra tijei capului de distribuție. Corectarea frîngerii din această zonă se face prin răzuirea flanșei tijei.

c) Se fixează corpul inferior pe statorul excitatoarei (figura 9) și se verifică concentricitatea și orizontalitatea corpului în raport cu tija corectată și adusă în axa de rotație a arborelui. Realizarea concentricității se face cu ajutorul unui dispozitiv cu şuruburi pentru reglare, în timp ce orizontalitatea se obţine prin răzuirea elementelor de izolare din îmbinarea corpului inferior cu statorul excitatoarei. La centrarea corpului inferior, se recomandă a se ţine seama

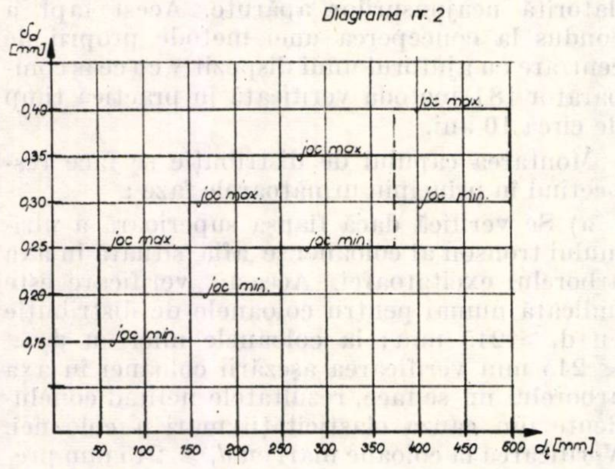


Fig. 8. — Centrarea tijei în axul agregatului.

şi de direcţia şi mărimea bătăii remanente a tijei capului de distribuţie, realizîndu-se în acest mod o distribuţie uniformă a jocului în jurul axului de rotaţie a tijei. Abaterile de concentricitate şi orizontalitate admisibile sînt trecute în tabelul 3.

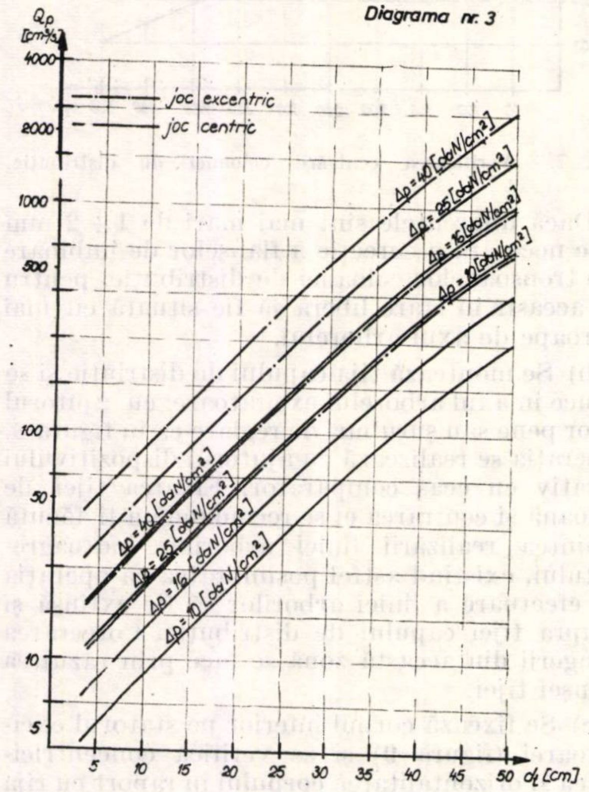


Fig. 9. — (a, b, c) — Fazele centrării şi montării principalelor piese ale capului de distribuţie.

d) Se montează labirintul pe arborele excitatoarei, jocul dintre labirint şi corpul inferior verificîndu-se prin orificiile prevăzute în corpul labirintului (figura 9b).

Tabelul 3

D₁ (mm) / Abaterea (mm)	D₁ ⩽ 900	900 < D₁ ⩽ 600	D₁ > 1600
Orizontalitate max.	0,05	0,07	0,07
Concentricitate max.	0,03	0,05	0,05

e) Se montează corpul superior după fixarea labirintului, în conformitate cu figura 9 c. În cazul unor jocuri mari la îmbinarea celor două corpuri se montează 2—4 comparatoare pentru distribuirea jocului dintre tijă şi corpul superior (figura 9 c), după care se deplasează corpul superior cu ajutorul unor dispozitive cu şuruburi reglabile pînă se realizează jocurile prescrise ţinînd seama şi de direcţia şi mărimea bătăii tijei.

f) Se trece în continuare la ştiftuirea corpului superior de cel inferior şi respectiv a corpului inferior de statorul excitatoarei.

g) La terminarea operaţiilor de mai sus capul de distribuţie se demontează, se scot penele şi şuruburile de reglare, după cum se remontează.

După asamblarea completă a capului de distribuţie aceasta se supune următoarelor verificări şi probe:

- ● Se umplu cu ulei sub presiune conductele de reglaj şi coloana de distribuţie, se evacuează aerul din circuite şi se efectuează manevre de închidere şi deschidere a paletelor rotorului turbinei, urmărindu-se dacă pe parcursul manevrelor nu apar frecări sau înţepeniri în zona ghidajelor capului de distribuţie.
- ● Se verifică debitul de ulei pierdut la presiunea maximă în staţionare şi la cursele de închidere — deschidere.
- ● Se verifică deformaţiile corpului inferior şi superior în cazul în care acestea sînt realizate în construcţie sudată. Verificările se fac cu comparatoare, amplasate în diverse planuri şi nivele. Aceleaşi verificări sînt indicate a se face şi la asamblarea conductelor de ulei sub presiune la flanşele corpului superior, în special la capetele de distribuţie de mari dimensiuni.
- ● Se porneşte hidroagregatul şi se urmăreşte comportarea capului de distribuţie circa 30 minute, timp în care se observă variaţia temperaturii capului şi eventualele frecări sau vibraţii ale părţilor lui componente.
- ● Se verifică debitul pierdut în funcţionare urmărindu-se ca scăpările de ulei să nu ducă la inundarea excitatoarei.
- ● După o funcţionare de circa 4—5 ore în special la capetele de distribuţie de dimensiuni mari ($d_1 > 245$ mm) se execută o revizie a bucşelor şi a tijei capului de distribuţie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Davidov, A. P*: ,,Rezinovîie podşipniki dlia ghidroturbin'', Izdatelstvo Energeticescoe Gosudarstvenoe, 1958.

[2] *Fiterman, Ia. F.*: ,,Montaj i remont ghidroturbin'', Izdatelstvo Energeticescoe Gosudarstvenoe, 1961.

[2] x x x Electricité de France: ,,Recomandation pour le montage de groupes hidroelectriques – lignes d'arbres".

[4] *Başla, T. M.*: ,,Ghidravliceskie pribori letatelinih aparatov", Izdatelstvo Maşinostroienie, 1967.

[5] *Başla, T. M.*: ,,Rasciot i construcţii samoletnih ghidravliceskih ustroistv", Izdatelstvo Oboronghiz, 1971.

Summary

The main problems regarding the designing and the mounting of the distribution heads of the KAPLAN vertical hydraulic turbines are throughly examined by the authors. There are included the conditions and directions which must be taken into acound during its designing and mounting in order to assure an increased reliability of a hydroengine in operation.

The paper is based aon the author's experience in the course of 10 years of designing and mounting and taking into account the specialized technical literature.

Zusammenfassung

Die Untersuchung der Hauptprobleme der Projektierung und Montage des Steuerkopfes bei den senkrechten hydraulischen Kaplan-Turbinen gestattet die Empfehlung der Bedingungen und Vorschriften, die in Betracht genommen werden müssen um die Zuverlässigkeit im Funktionieren eines Wassergerätes zu steigern.

Zugrunde der Arbeit liegt eine 10-jährige Erfahrung der Autoren auf dem Gebiet der Projektierung und Montage, wobei auch die dazugehörige Fachliteraten beachtet wurde.

[6] *Bronstein, L. Ia.* şi alţii: ,,Spravocinic konstructora ghidroturbin" Izdatelstvo Maşinostroienie, 1971.

[7] *Poluşkin, K. P.*: ,Montaj ghidroagregatov" Izdatelstvo Energhia, 1971.

[8] *Negrea, B.*: ,,Centrarea capuluide distribuţie de la turbinele hidraulice verticale de tip Kaplan", Rev. Construcţia de maşini, nr. 4, 1966.

Résumé

On examine les principaux problèmes concernant l'élaboration du projet et le montage du distributer des turbines hydrauliques verticales du type kaplan. Afin d'aussurer une fiabilité augmentée du functionnement d'un hydroagrégat, les auteurs nous indiquent les conditions et les prescriptions des quelles il faut tenir compte pendant l'élaboration du projet et la montage. L'étude a été élaborée à partir de l'expérience acquise par les auteurs pendant une activité de 10 ans dans ces domaines en tenant toutefois compte de la littérature de spécialité.

Pésюмé

В настоящей работе излагоются главные вопросы проектирования и монтажа распределительных головои гидравлических вертикальных турбин типа Каплан В статье указаны условия и предписания, соблюдение которых необходимо при проектировании и монтаже для обеспечения повышенной надежности при работе хидроагрегата.

Работа была выполнена на основании опыта авторов в течении десятилетнего периода проектирования и монтажа, при одновременном соблюдении имеющейся в этой области технической литературы.

* * *

CZ: 621.224 131.1

Metodă pentru centrarea lagărelor cu cuzineţi din cauciuc de la turbinele hidraulice verticale

Ing. Bebe **NEGREA** – CCPEH – Timişoara

O mare parte din turbinele hidraulice verticale, proiectate şi executate în ţară, sînt echipate cu lagăre cu cazineţi din cauciuc unşi şi răciţi cu apă, lagărele de acest tip prezentînd avantajele unei exploatări şi întreţineri extrem de simple. Soluţionarea constructivă a unui lagăr de acest gen este arătată în figura 1.

Metoda de centrare şi montare a lagărelor cu cuzineţi din cauciuc, utilizată pînă în prezent [1], [2], [3], [4], [5] constă din următoarele operaţii principale:

a) Se aduce într-un plan orizontal flanşa capacului turbinei pe care se montează portcuzinetul lagărului. Operaţia se realizează prin răzuirea sau polizarea flanşei capacului turbinei, verificarea suprafeţei finale obţinute – sub aspectul orizontalităţii şi al planeităţii – făcîndu-se cu nivela cu apă şi rigle.

b) Se montează în portcuzinet cuzineţii din cauciuc.

c) Se introduce portcuzinetul la locul său şi cu ajutorul şuruburilor de reglare se distribuie jocul în jurul arborelui. Măsurarea jocului se face cu ajutorul unor spioni speciali

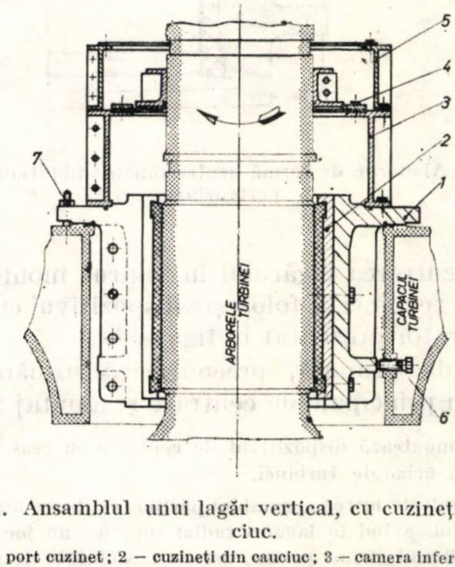


Fig. 1. Ansamblul unui lagăr vertical, cu cuzineţi din cauciuc.

1 – port cuzinet; 2 – cuzineţi din cauciuc; 3 – camera inferioară a etanşării; 4 – etanşarea cu membrană din cauciuc; 5 – camera superioară a etanşării; 6 – şuruburi de reglare a portcuzinetului; 7 – organe de asmblare şi fixare.

de lungime mare. După centrare portcuzinetul se fixează şi se ştiftuieşte în această poziţie.

d) Se continuă montajul cu fixarea camerei inferioare, etanşarea lagărului şi a camerei superioare, operaţii care se execută fără dificultăţi.

Utilizînd ca instrumente de bază pentru măsurare şi verificare nivele cu apă, rigle şi spioni — în cele mai multe cazuri — precizia de centrare cerută în proiect nu poate fi realizată ; metoda descrisă poate conduce de asemenea la centrări eronate întrucît nu ia în considerare bătăia (efectiv) existentă a arborelui turbinei, rezultată ca urmare a punerii la punct a liniei arborilor hidroagregatului.

Metoda de centrare expusă în prezenta lucrare foloseşte ca bază pentru centrare axa de rotaţie a arborelui turbinei realizată după efectuarea liniei arborilor hidroagregatului, înlocuind totodată instrumentele de măsură arătate mai sus cu un dispozitiv cu ceas comparator cu precizie de 0,01 mm. Pentru o centrare corectă şi eficientă, se impune ca la execuţie să se respecte abaterile de formă (figura 2) pentru subansamblul cuzinet-portcuzinet.

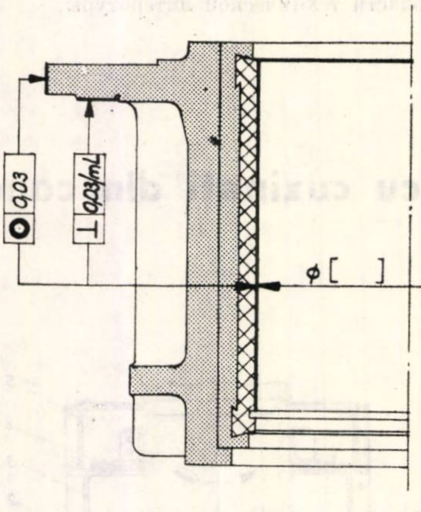


Fig. 2 — Abaterile de formă pentru subansamblul cuzinet — portcuzinet

La centrarea lagărului în cadrul montajului final al turbinei se foloseşte dispozitivul cu ceas comparator prezentat în figura 3.

Metoda propusă, preconizează următoarele operaţii principale de centrare şi montaj :

a) Se montează dispozitivul de centrare cu ceas comparator, pe arborele turbinei.

b) Se roteşte întreg ansamblul părţilor rotitoare ale hidroagregatului, avînd în lagărul radial superior un joc „zero” (segmenţii sînt strînşi pe fus, dar cu posibilitate de rotire a arborelui) şi se efectuează centrarea „A”. Se răzuieşte sau se polizează din flanşa capacului turbinei pînă se asigură o bătaie frontală de maximum 0,03 mm/1 m diametrul. La terminarea acestei operaţii se verifică aşezarea portcuzinetului pe capacul turbinei prin pata de contact dintre cele două suprafeţe. Se consideră o aşezare corespunzătoare cînd se realizează o suprafaţă de contact de circa 50% şi 2 pete pe 1 cm^2.

c) Se montează portcuzinetul şi se efectuează centrarea „B”, cu ajutorul şuruburilor de reglare radială. După ce se atinge o abatere de la concentricitate de maxim 0,03 mm se strînge portcuzinetul cu şuruburile de fixare şi se ştiftuieşte în această poziţie.

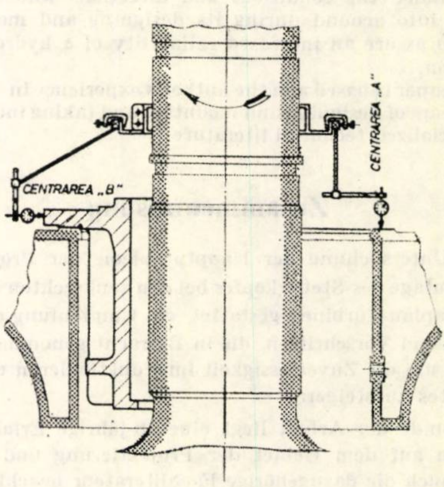


Fig. 3. — Dispozitiv cu ceas comparator folosit pentru centrarea portcuzinetului.

d) Se demonstrează portcuzinetul şi se montează în el cuzineţii din cauciuc, după care portcuzinetul asamblat se montează la loc.

c) Se verifică îmbinarea dintre flanşele portcuzinetului şi capacul turbinei cu spionul de 0,03 mm. Se admit pătrunderi locale ale spionului maximum 25% din lăţimea flanşei.

f) Se continuă montarea şi centrarea celorlalte elemente ale lagărului, care nu ridică probleme deosebite.

Concluzii

1. Metoda expusă, folosind ca bază de montaj axa de rotaţie a arborelui turbinei, realizează o centrare corectă şi precisă a lagărului turbinei, centrare ce se poate verifica uşor.

2. Dispozitivul folosit este simplu, uşor de realizat şi utilizat, necesitînd personal cu calificare redusă şi experienţă puţină.

3. Se asigură o funcţionare fără vibraţii şi şocuri cauzate de forţe suplimentare ce pot apărea dintr-o montare incorectă a lagărului turbinei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Davidov, A.P.* : „Rezinovie podşipniki dlia ghidroturbin. iz Gosudarstvennoe Energheticeskoe 1958.

[2] *Davidov, A. P.* : „Rezinovie podşipniki v maşinostroenii” Iz. Maşinostroene 1968.

[3] *Fiterman, Ia. F.* : „Montaj i remont ghidroturbin” iz. Gosudarstvennoe Energheticeskoe 1961.

[4] *Poluşkin* : „Montaj ghidroagregatov iz. Energia — 1971.

[5] *Stepenkov, Iu. A.* : „Slesari po remontu ghidravliceskih turbin” iz. Vişaia Scola — 1966.

[6] *Bronştein, L. Ia.* — „Spravocinik constructora ghidroturbin” iz. Maşinostroienie — 1971.

Sumary

This paper presents a research method for the rubber bearings used in vertical hydraulic turbines.

The main advantage of this metod is the easy and quik alignment that can be obtained with high accouracy. It assures a correct and in service reliable alignment. The alignment is obtained with a simple device with dial gauge by unexperimented low trained workers.

Zusammenfassung

Die Arbeit behandelt eine Untersuchungsmethode der bei den senkrechten hydraulischen Turbinen verwendeten Gummigleitlagern. Die dargestellte Methode weisst den Vorteil auf, dass sie eine einfache, schnelle, genaue, richtige und betriebssichere Zentrierung gewährleistet. Die Zentrierung erfolgt mittels einer einfachen Einrichtung mit Vergleichsuhur, und erfordert kein qualifiziertes Bedienungspersonal.

Résumé

L'étude présente une méthode de recherche sur les paliers à coussinets en caoutchouc, employés pour les turbines hydrauliques verticales. En employant la méthode exposée, on réalise un centrage facile, rapide, de grande précision, correct et sûr pendant le fonctionnement.

Le centrage est réalisé par un personnel ayant une qualification et un experience réduites à l'aide d'un dispositif simple comprenant un comparateur à cadran.

Резюме

В настоящей работе излагается метод исследования подшипников с резиновыми вкладышами, применяемыми для вертикальных гидравлических турбин.

Указанный метод имеет преимущество в том, что центровку можно произвести легко и быстро и при том с большой точностью. Обеспечена правильная центровка и надёжная работа. Центровка осуществляется при помощи простого приспособления с циферблатным индикатором, о обслуживающий персонал может иметь низкую квалификацию и небольшой опыт.

◆

CZ : 621./.9

Consideraţii privind adoptarea sarcinii de aspiraţie la grupuri reversibile de tip bulb în perspectivă

Ing. L. GHEORGHIŢĂ – ICPEH – Reşiţa

1. Situaţii actuale şi obiective propuse

Pentru sistemele hidroenergetice şi de hidroamelioraţii Olt şi Mostiştea se preconizează într-o etapă apropiată utilizarea unor hidroagregate bulb reversibile avînd o putere instalată de cca. 570 MW în 50 de grupuri diversificate în principal în două tipodimensiuni de bază de circa 10 m cădere [1], [2].

Pentru amenajările legate de transvazarea unei părţi a debitului unor fluvii nordice în bazinul Volgăi, într-o perspectivă tot atît de apropiată (1985), se prevăd hidroagregate de pompare de tip bulb şi de tip diagonal reversibil avînd o putere instalată în regimurile de pompare de 3607,3 MW în 99 de grupuri de căderi între 1,0 ÷ 40 m.

Pînă-n prezent, mai ales la parametrii unor asemenea regimuri de pompare ($N > 10 \text{MW}/$ $/\text{grup}$; $D_1 > 5{,}0$ m), nu s-au mai realizat pe plan mondial asemenea grupuri şi valorile adoptate în proiecte se bazează la ora actuală pe date prognozate [3].

O pondere deosebită asupra volumului de construcţii la asemenea amenajări o reprezintă sarcina de aspiraţie respectiv cota de instalare a grupurilor; pentru lucrările de construcţii datele în cauză sînt necesare mult mai devreme, iar parametrul supus discuţiei reprezintă o problemă de performanţă a maşinii propriu-zise.

Pentru asimilarea unor asemenea maşini, mai ales dacă se au în vedere regimurile de pompare, sînt necesare lucrări complexe de cercetare – proiectare pe numeroase variante îmbunătăţite succesiv şi care se finalizează într-o perioadă de timp mai îndelungată.

Plecînd de la prelucrarea unor date teoretice şi experimentale actuale, se pune problema discuţiei unor valori posibile pentru acest parametru determinant în legătură cu regimul de pompare, cît şi consecinţele corespunzătoare în regimul de turbinare, pentru maşinile reversibile aferente amenajărilor în perspectivă din ţară, menţionate deja.

2. Modul cum se pune problema

Maşinile reversibile prin funcţiunile lor complexe, în esenţă prin funcţiunile de pompare şi cele de turbinare, ridică o serie de probleme tehnice legate de necesitatea selectării regimurilor determinate în adoptarea soluţiilor de dimensionare. Trecînd peste celelalte aspecte, reţinem faptul că instalarea maşinii hidraulice în raport cu nivelul aval este determinată de amploarea fenomenelor de cavitaţie ce au loc în funcţionarea maşinii, iar fiindcă în regimul de pompare acest fenomen intervine chiar la intrarea apei în maşină cînd este perturbată foarte rapid întreaga scurgere, respectiv funcționarea rotorului, pentru determinarea sarcinii de aspirație, reține atenția în mod special tocmai acest regim, în care riscurile eroziunii prin cavitație sînt mai mari [4]. În regimul de turbinare, unde sarcina de aspirație nu influențează decît ieșirea din rotor, respectiv atunci cînd schimbul de energie practic este încheiat, se revine la aceeași ideee după care condițiile privind sarcina de aspirație sînt mai severe la pompare [5].

Formula sarcinii de aspirație convenționale, raportată la axul de rotație a rotorului mașinii, cu semnificația unor simboluri arătate în figura 1, este pentru turbinele bulb [6].

$$W_{s.t.} = \frac{P_a - P_{ev}}{\gamma} - \frac{D_1}{2} - (\sigma_{cr.t} + \Delta\sigma_t)\, H_t \qquad (1)$$

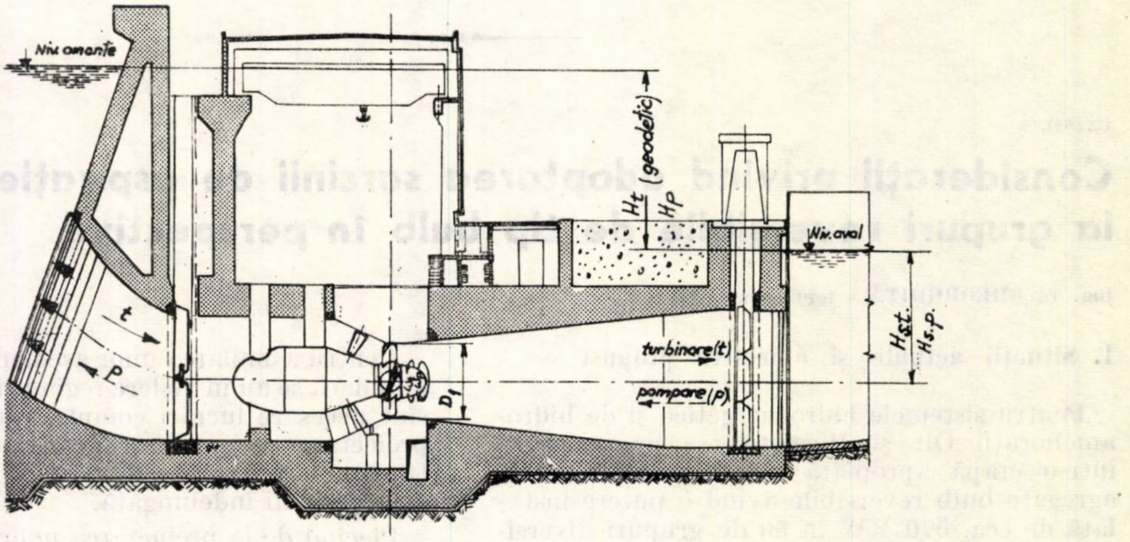


Fig. 1. Sarcina de aspirație $H_{s.t}$ și $H_{s.p}$ la un grup bulb reversibil.

unde :

$\sigma_{cr.t}$ — coeficientul critic de cavitație ;

$\Delta\sigma_t$ — corecția coeficientului critic pentru asigurarea unei rezerve la sacina de aspirație ;

P_a — presiunea atmosferică corespunzătoare nivelului aval ;

P_{ev} — presiunea de vaporizare a apei corespunzător temperaturii mediului ambiant.

Corecția $\Delta\sigma_t$ în funcție de diverse criterii, printre care cel care interesează cel mai mult în cazul de față este sarcina H_t a turbinei, este dată în diagrama pentru $H_t = 10$ m este $\Delta\sigma_t = 0{,}08$ [7], [8]. Aceeași formulă în cazul pompelor, păstrînd notațiile din figura 1 și neglijînd rezistențele hidraulice din tubul de aspirație devine :

$$H_{s.p} = (P_a - P_{ev})/\gamma - D_1/2 - \varphi\sigma_{cr.p.}\, H_p \qquad (2)$$

unde φ este coeficientul de rezervă la sarcina de aspirație și se adoptă 1,2÷1,4 în funcție de condițiile de lucru ale pompei [9].

Pentru parametrul $\sigma_{cr.p.}$ sînt multți autori care propun diverse relații, în lucrarea de sinteză [10] relatîndu-se nu mai puțin de 10 și care prezintă o dispersie relativ pronunțată, iar în spectrul curbelor $\sigma_{cr.p}=f(n_s)$, într-o zonă relativ mediană, este valabilă relația de forma :

$$\sigma_{cr.p} = K\, n_s^{4/3} \qquad (3)$$

unde valoarea constantei K este :

— după I.Anton/11/	2,29
— după G.F. Proskura	2,20
— după A. Stepanoff/12/	2,16

Formula (3) are la bază măsurători experimentale și sub altă formă apare și în Lomakin și este confirmată de lucrările lui Wislicenus, G. F., Watson, R. M. și Karassik, I. J. [9].

În fine, lucrări mai recente ale firmei Sulzer destinate în mod special cercetării mașinilor reversibile [13], pe bază de măsurători efectuate în 1960 dau relații privind depresiunile dinamice critice în ambele regimuri :

$$\text{regim pompare: } 2gH_{t.} \cdot \sigma_{cr.p} = 1{,}2v_{m1p}^2 + (0{,}2 \div 0{,}3)\, W_{1p}^2 \qquad (4)$$

$$\text{regim turbinare: } 2gH_{t.} \cdot \sigma_{cr.t.} = 0{,}8\, v_{m.1.t.}^2 + (0{,}03 \div 0{,}035)\, W_{1t}^2 \qquad (5)$$

în care semnificația simbolurilor reprezentînd vitezele din triunghiurile de viteze rezultă din figura 2. O relație similară pentru regimul de pompare fiind dată și de Institutul VIGM [9], o vom numi relația Sulzer-VIGM.

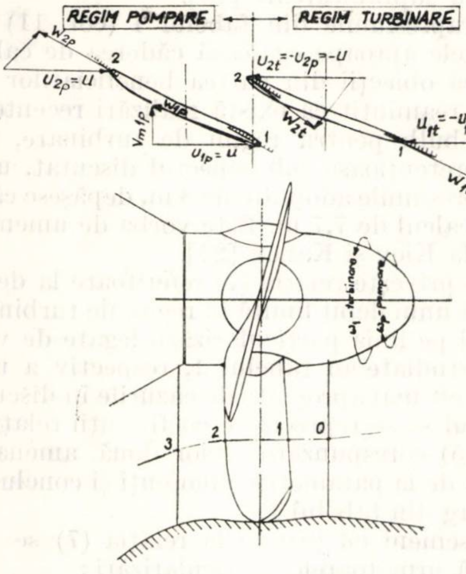


Fig. 2. Triunghiurile de viteze la rotorul unei mașini reversibile bulb

O situație specifică mașinilor hidraulice reversibile legată și de condițiile privind sarcina de aspirație constă în aceea că în regimul de turbinare calitățile cavitaționale mai favorabile ale mașinii reversibile ar permite majorarea debitului nominal în acest regim comparativ cu funcționarea agregatului în regim de pompă. Totuși, depresiunile dinamice în regimul de turbinare nu trebuie să le depășescă pe cele corespunzătoare regimului de pompare.

Această condiție se exprimă prin relația :

$$\sigma_{t.} H_{t.} = K \sigma_p H_p \tag{6}$$

Într-o lucrare a sa Lesohin [14] face legături între relațiile (4) și (5) în sensul că exprimă debitul limită de turbinare plecînd de la situația specifică a mașinilor reversibile formulată anterior. Coeficientul K în cazuri particulare poate fi egal cu unitatea însă în general trebuie să fie subunitar. Formula lui Lesohin, rezultată din combinarea relațiilor (4), (5), (6) ș.a. — înlocuiri plecînd de la cunoscutele ecuații de continuitate și ecuațiile generale ale turbinelor și pompelor, ia forma :

$$\Delta Q_{t.\,lim} = \sqrt{1{,}67\, K \left(\frac{b_{1t}\, r_{1t}}{b_{1p}\, r_{1p}}\right)^2 \Delta Q_p^2 + 4\pi^2\, b_{1t}^2\, \psi_1^2\, r_{1t}^2 \times [0{,}24\, K\, (r_{1p}\, \omega_p)^2 - 0{,}05 \left((\omega_t\, r_{1t}\, \frac{K_{1t}}{r_{1t}}\right)^2} \tag{7}$$

unde ΔQ_t și ΔQ_p reprezintă debitele de turbinare respectiv de pompare ale rotoarelor elementare dat fiind faptul că se lucrează cu triunghiurile de viteze aplicabile de regulă la rotoarele elementare în care se împarte rotorul, conform metodologiilor de calcul consacrate în acest sens.

În ce privește celelalte simboluri apărute în formula (7) și neexplicitate pînă-n prezent se menționează :

b — lățimea canalului (rotorului elementar);
r — raza medie a rotorului (elementar);
ψ — coeficientul de obstrucție;
ω — viteza unghiulară a rotorului;
K_1 — momentul vitezei (componentei tangențiale);
indicii t și p se referă la regimurile de turbinare respectiv de pompare.

Din cele expuse, rezultă o orientare bine determinată și relații de calcul legate de adoptarea sarcinii de aspirație maxime, pentru cazul special al mașinilor hidraulice reversibile cît și unele date conexe privind posibilitățile maxime de exploatare a mașinii reversibile (posibilități de supraîncărcare în regimul de turbinare).

3. Discuții pe marginea obiectivelor propuse

Utilizarea efectivă a relațiilor expuse în discuția propusă presupune existența altor date care rezultă din alte lucrări cu caracter preliminar de prognoză privind concretizarea și a altor parametri ai mașinilor în discuție, în afară de sarcina de aspirație, parametri care, în afară de cei fixați prin datele amenajărilor în cauză [1], [2], (căderi și debite nominale în regimurile preponderente) au fost tratați în lucrările [15], [16] și [17] (n, D_1 cît și debitele în regimurile nepreponderente). Pentru o dimensionare cît mai realistă în variantele în discuție așa cum au fost tratate și în ultimele trei referințe bibliografice menționate, în general s-a plecat fie de la rotoare model de tip reversibil încercate în standuri hidraulice [18], [19], fie, în cazul unor amenajări cu regim preponderent de turbinare, de la rotoare model de turbină încercate și cu caracteristicile în regimul nepreponderent de pompare, prognozate pentru cazul reversibilizării [20], fie de la rotoare model de pompă axială [21], utilizabili printr-o eventuală reversibilizare și în regim de turbinare.

O primă confruntare între valorile lui σ c$_{r.p.}$ calculat cu formula (3) corespunzător constantelor propuse de cei trei autori, este sintetizată în tabelul 1 în care pentru o concretizare mai palpabilă în coloana 11 s-a calculat și $H_{s.p}$ pe baza coeficientului din coloana 7 și plecînd de la niște presiuni barometrice corespunzător unor altitudini medii de 230 mdM pentru amenajarea Olt și 24 mdM pentru amenajarea Mostiștea.

O a doua confruntare se poate încerca plecînd de la unul din puținele cazuri de realizare la scară industrială cu parametri cît mai apropiați și în același timp cu sarcina de aspirație a instalației, cunoscută, cazul de la amenajarea Lehman din R.F.G. [22] respectiv : $Q_p = 45$ m³/s ; $H_p = 8{,}5$ m ; $n_p = 124$ rot/min ; $D_1 = 4{,}6$ m și $H_{s.p} = -4{,}9$ m. Aplicînd formulele (2) și (3) rezultă :

— cazul relației Anton + formula (2)	1,18	5,28 m
— cazul relației Proscura	1,14	4,84 m
— cazul relației Stepanoff	1,12	4,62 m
— cazul amenajării Lehmen	1,14	4,9 m

O a treia confruntare se încearcă utilizînd formula (4) pe care am denumit-o relația Sulzer-VIGM, aplicată la cazul de la nr. crt. 4 din tabelul 1, mai studiat în cadrul bibliografiei deja menționate și care dă, pentru periferia rotorului :

$$\sigma_{cr.\,p} = \frac{1{,}2\ v_{m1p}^2 + 0{,}3\ W_{1p}^2}{2\ g\ H_p} =$$

$$= \frac{1{,}2 \times 27{,}92 + 0{,}25 \times 729{,}84}{2 \times 9{,}81 \times 11{,}4} = 0{,}97$$

și care practic corespunde cu datele relației (3), cu constanta dată de acad. I. Anton.

În general, în cadrul domeniului studiat, valorile cele mai apropiate ale lui $\sigma_{cr.\,p}$ de cele rezultate din încercările pe modele cît și de cele ale unui caz cunoscut la scară industrială, sînt date de relația Proskura. Relația acad. I. Anton prezintă o ușoară acoperire de +4% (în valori absolute pentru cazurile în discuție $\Delta H_{s.\,p} = -0{,}5$ m), justificată în dimensionare dacă se are în vedere că în fundamentarea relațiilor de forma (3) se presupune funcționarea la valorile cu randament optim și nu la încărcări parțiale sau supraîncărcări [23].

Contrapresiunile din tabelul 1 (col. 11) din care unele aproape egalează căderea de calcul, ar ridica obiecții din partea beneficiarilor dar trebuie reamintit că există realizări recente de mașini bulb pentru regim de turbinare, mai puțin pretențioase sub aspectul discutat, unde contrapresiunile adoptate de 8 m, depășesc căderile de calcul de 7,7 m. Este vorba de amenajările de la Kiev și Kanev [24].

În ce privește relația (7) referitoare la determinarea unui debit limită în regim de turbinare, mergînd pe linia particularizării legate de variantele studiate în tabelul 1, respectiv a unor corecții cît mai apropiate de cazurile în discuție, va trebui să se reprecizeze coeficienții relațiilor (4) și (5) corespunzător celor două amenajări pornind de la parametrii cunoscuți și concluziile ce decurg din tabelul 1.

De asemeni cu privire la relația (7) se mai enumeră următoarele particularizări :

— împărțind rotorul în același număr de rotoare elementare avem $b_{1t} = b_{1p}$ și $r_{1t} = r_{1p}$ respectiv rezultă și relația :

$$\frac{b_{1t}\ r_{1t}}{b_{1p}\ r_{1p}} = 1\ ; \tag{8}$$

— pentru mașini axiale coeficientul de obstrucție $\psi = 1$;

— conform soluțiilor fundamentale adoptate [15], [17]

$$(\omega_t)^2 = (-\omega_p)^2 = \omega^2\ ; \tag{9}$$

Tabelul 1

Coeficienți de cavitație și sarcini de aspirație în regim pompare la variante diferite de mașini reversibile pentru amenajările în discuție.

Nr. crt.	Date de bază	Date suplimentare D_1	n	alte date	Model de referință	n_{sp}	σ cr. p conform : model	formula (3)			$H_{s.p.}$	Obs. referințe
1	Olt	5,0	107,14	$Q_p=91{,}0$; $H_p=10{,}0$	TB—S	663	—	1,32	1,27	1,25	− 9,9	/18/
2	$Q_t=165$m³/S	5,4		$Q_p=74{,}0$; $H_p=11{,}4$	OPL 50	544	1,0	1,02	0,98	0,96	− 7,7	/19/
3		5,2		$Q_p=112$; $H_p=11{,}4$	PL 548	667	1,2	1,33	1,28	1,26	−10,6	/20/
4	$H_{c,t}=9{,}5$m	5,4	93,75	$Q_p=90$; $H_p=11{,}4$	PL 548	524	1,2	0,97	0,93	0,91	−10,7	/20/
5				$Q_p=82{,}2$; $H_p=11{,}4$	OP2	500	0,97	0,91	0,87	0,86	− 7,3	/21/
6	Mostiștea	3,8	187,5	$Q_p=46$; $H_p=13{,}0$ $Q_t=83{,}5$; $H_t=10{,}75$	OPL 50	679	0,83	1,37	1,31	1,29	− 6,0	/19/
7	$Q_p=56$m³/S	4,0	136,4	$Q_p=46$; $H_p=13{,}0$ $Q_t=77{,}5$; $H_t=10{,}75$	PL 548	494	1,18	0,89	0,86	0,83	−11,9	/29/
8	$H_{c,p}=10{,}75$m	4,1		$Q_p=53{,}4$; $H_p=13$	OP 2	531	1,04	0,98	0,95	0,93	− 9,6	/21/
					Media :		1,06	1,10	1,06	1,04		

— considerînd ieșirea axială în regim de turbinare coeficientul momentului vitezei, $K_{1t} = 0$.

Mersul calculelor se expune în tabelul 2, de unde rezultă, în baza criteriului enunțat anterior, că în cazurile în discuție, supraîncărcările la debite admise în regim de turbină (ca urmare a condițiilor mai favorabile din punct de vedere al cavitației) se limitează la 6% în cazul Olt și 16% în cazul Mostiștea.

Tabelul 2

Calculul supraîncărcărilor admise în regim de turbină pe baza rezervelor anticavitaționale rezultate de la regimul de pompare.

Nr. crt.	Denumirea		Amenajarea Olt	Amenajarea Mostiștea	Obs.
1	Varianta		$D_1 = 5,4$ m ; n = 93,75 rot/min.	$D_1 = 4,1$m ; n = 136,36 rot/min.	tab. 1
2	Param. funcț.	turb.	$Q_t = 16,5 m^3/s$ $H_t = 9,5$ m	$Q_t = 80,13$ *) $H_t = 10,4$	*) /16/
3		pomp.	$Q_p = 90\ m^3/s$ $H_p = 11,4$ m	$Q_p = 56$ $H_p = 10,75$	
4	Coef. cavit. σ	turb.	$\sigma_t = 0,85$ *)	$\sigma_t = 0,85$ *)	*) După model /20/ **) Conf. tab. 1 corectat cu form. 3 de la $n_s = 531$ ($H_p =$ = 13 m) la $n_s =$ = 627 ($H_p =$ = 10,75).
5		pomp.	$\sigma_p = 1,02$ *)	$\sigma_p = 1,306$ **)	
6	Rel. (4) și (5) particulariz. la cazurile discut.	turb.	$2g\,H_t\,\sigma_t = 0,8\,v^2_{mlt} + 0,11 w^2_{lt}$	$2g\,H_t\sigma_t = 0,8\,v^2_{mlt} + 0,1\,w^2_{lt}$	
7		pomp.	$2g\,H_p\sigma_p = 1,2\,v_{mlp} + 0,27\,w^2_{lp}$	$2g\,H_p\sigma_p = 1,2\,v^2_{mlp} + 0,267\,w^2_{lp}$	
8	Relația (7) particularizată ptr. rotor elem. periferic.		$\Delta Q_{t.lim} = \sqrt{1,615\,K(\Delta Q_p)^2 + \cdots\rightarrow \rightarrow\cdots + 4\,\pi^2b^2r^4\,\omega^2(0,3K - 0,12)}$	$\Delta Q_{t.lim} = \sqrt{1,63\,K\,(\Delta Q_p)^2 + \cdots\rightarrow \rightarrow\cdots + 4\,\pi^2b^2r^4\omega^2(0,297\,K - 0,11)}$	
9	Coef. $K = \sigma_t\,H_t/\sigma_p\,H_p$		$K = 0,72$	$K = 0,62$	
10	Debit. $Q_{t.lim} = \Sigma\Delta Q_{t.lim}$		$Q_{t.lim} = 175,6\ m^3/s$	$Q_{t.lim} = 93\ m^3/s$	
11	Supraîncărcare $Q_{t.lim}/Q_{t.nom}$		175,6/165 = 1,06 (6 %)	93/80,13 = 1,16 (16%)	

Aceste valori, foarte mici la prima vedere, sînt în concordanță și cu practica recentă a exploatării mașinilor-bulb, avîndu-se în vedere necesitatea limitării efectului cavitației. Astfel în cazul turbinelor bulb, supraîncărcări de numai 20 ÷ 25 % au dus la intensificări ale acestui fenomen de pînă la 3÷3,5 ori față de încărcarea nominală /6/ iar în cazul bulburilor reversibile pentru amenajările mareomotrice din Franța, în baza aceleiași experiențe s-au redus în exploatare parametrii afectați de fenomenul de cavitație (n_{11} și Q_{11}) cu valori de 8÷35 % față cei inițial proiectați [25].

4. Concluzii

Din analiza unor situații posibile privind sarcina de aspirație a unor bulburi reversibile ce se preconizează a se instala în perspectiva apropiată rezultă că în domeniul respectiv ($n_{s.p} = 500 \div 700$ rot/min), pentru evaluarea coeficientului critic la cavitație $\sigma_{cr.p}$ determinant în acest sens, cele mai confirmate relații de calcul de modele hidraulice existente și de realizări industriale apropiate sînt relațiile date de I. Anton și G. F. Proscura, prima variantă oferind și o oarecare acoperire, justificată avînd în vedere unele abateri de la regimurile nominale, inevitabile în exploatare.

Din aceeași analiză rezultă că în situația specială a acestor amenajări cu funcțiuni reversibile, care impune adoptarea cotei de instalare corespunzător regimului de pompare, rezervele aferente regimului de turbinare permit supraîncărcări în acest regim de ordinul a 6÷16 %.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mateescu, C., Pavel, D.*: — Lucrări hidroenergetice reprezentative în R.S.R. În: Hidrotehnica, nr. 12/1972.

[2] *Pavel, D.*: — Perspectivele realizării transformatoarelor hidroenergetice și complexe. În: Hidrotehnica, nr. 6/1973.

[3] *Grianko, L., G., Papir, A., N. ș. a*: Lopastnie nasosî. Mașinostroienie, 1975, Leningrad.

[4] *Casacci, S., Boussuges, P., Amblard, H., Guiton P.*; Aspects techniques propres aux turbines-pompes. În: La Houille Blanche, nr. 6—7/1972.

[5] *Bergeron, M.*: Expozeu introductiv la sesiunea 16—17 martie 1972 a „Société Hidrotehnique de France". În: La Houille Blanche, nr. 6—7/1972.

[6] *Steklov, M. L.*: — Gorizotalnie ghidravliceskie turbinî- Mașinostroienie, 1974, Leningrad.

[7] x x x — Spravocinik constructora ghidroturbin. Mașinostroienie, Leningrad, 1971.

[8] *Kovalev, N. N.* : — Ghidroturbini. Konstrukţii i voprosi proiectirovania. Maşinostroienie, Leningrad, 1971.

[9] *Lomakin, A. A.* : Ţentrobejnie i osevie nasosi. Maşinostroienie, Moskva — Leningrad, 1966.

[10] *Gyulai, F., Anton V., Deleanu M.* : Citeva probleme actuale în cercetarea fenomenului de cavitaţie. În : Comunicările Conferinţei de maşini hidraulice, 1964.

[11] *Anton, I* : Determinarea coeficientului critic de cavitaţie. În : Studii şi cercetări ştiinţifice şi tehnice, 4/1976, Timişoara.

[12] *Stepanoff, A. J.* : Centrifugal and axial flow pumps. New York, John Wiley&Sons INc. London, Chapman &Hall Ltd, 1957.

[13] *Florjancic, D.* : — New developments of pumps-turbines for hydraulic storage plants. In : Sulzer Tehnical Revue Research Numbre, 1961.

[14] *Lesohin, I.A.* : K rasciotu obratimovo agregata diagonalnovo tipa. In : Trudi LPI, nr. 231/1964.

[15] *Bitang, A., Gheorghiţă, L.* : — Consideraţii cu privire la adoptarea unor parametri de bază la turbine pompe de tip axial pentru hidroamenajări din România. Sesiune ICPEH Reşiţa, 1974.

[16] *Bitang, A., Gheorghiţă L.*: Corelaţia debitelor turbinare-pompare la grupări reversibile axiale necesare unor amenajări din România. Conferinţa energeticienilor din România, CNIT-MEE, Bucureşti, oct. 1975.

[17] *Bretan, D., Costache, M., Georgescu, A., Gheorghiţă, L., Picu, M.* : — Studii şi cercetări de bulburi reversibile. Uz intern ICPEH, 1972/75.

[18] *Anton, I., Popa, O., Preda, I* : — Studii şi cercetări. Soluţii hidroagregate bulb reversibil Model TB—S. Uz intern, Institutul politehnic Timişoara, ICPEH Reşiţa.

[19] *Guriev, V. P.* : — Obratimii ghidroagregat (turbina-nasos). În : Energomaşinostroienie 1/1958.

[20] *Papir, A. N., Alexandrova, I. A.* : Ob ispolzovanii turbin i nasosov kak obratimih ghidromaşina. În : Trudi LPI, nr. 286/1967.

[21] x x x — Uralskii Filial Vsesoiuznovo Naucino Issledovatelskovo Konstructorskovo i Tehnologhicescovo Instituta Ghidromaşinostroienia — Nasosi osevie tipa ,,O'', ,,OP'' iţentrobejnie verticalnie tipa ,,B''. Katalog Spravocinik. Moskva 1970.

[22] *Voith, I. M.* : GmbH-Voith Rohrturbinen für die Moselkraftwerke Lehmen, Fankel und Müden. GmbH Voith Druck 1965.

[23] *Pfleiderer, C.* : — Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Springer Verlag Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1955.

[24] HTGZ — Gorizontalnaia povorotnolopastnaia ghidravliceskaia turbina moşcinostiu 17.200 kW. Prospect NIIINFORMATIASMAS 1965. Moskva.

[25] *Cassacci, S.* : — Les groupes bulbes. Projets et perspectives. In : La Houille blanche, nr. 2/3—1973.

Summary

Anticipating possibilities as realistic as possible are analysed by calculation of the parameter suction head determined by the pumping regime, and at the same time of the limits at overload in turbining regime, function of the same parameter, for reversible bulb machines, using some theoretical and experimental dates.

The considerations based on this analysis are compared by using exemplified calculations, with suitables dates from existing hydraulic models and industrial machines and the it is extended for industrial reversible bulbs with specific speed $n_s = 500 - 700$ r.p.m. for parameters (D_1, N) not obtained yet in exploitation provided for a near future, drawing conclusions from a qualitative and quantitative point of wiew.

Résumé

On analyse des possibilités des plus réalistes d'anticipation par calcul du paramètre ,,hauter d'aspiration'' determiné régime pompage et en même temps des limitations de la surcharge en régime turbinage dépendent du même paramètre, aux machines bulbes réversibles, en utilisant certaines données théoriques et expérimentaux.

On confronte par calculs démonstratifs les considérations fondées sur cette analyse avec données correspondantes provenantes des modèles hydrauliques on bien des prototypes industriels existants et on donne après de l'extension des celles-ci sur des bulbes industriels à vitesses spécifiques $n_s = 500 -$ $- 700$ t/mn aux paramètres (D_1, N) non atteints jusqu'à présent en exploitation, prévus dans une proche perspective, en concluant de là sous les aspects qualitatifs et quantitatifs.

Zusammenfassung

Es werden wirklichkeitsnachste Möglichkeiten zur Voraunahme durch Berechnung anhand einiger theoretischen und experimentellen Daten des Parameters ,,Saughöne'' bestimmt durch Betrieb als Pumpe, dargelegt und gleichzeitig die Begrenzungen bei Überbelastung im Betrieb als Turbine bedingt durch denselben Parameter, erwogen.

Anhand von berechneten Beispielen werden die Erwägungen aufgrund dieses Studiums den entsprechenden Daten von Hydraulischen Modellen und reelen Maschinen gegenübergestellt und weiter auf Rohrpumpenturbinen mit $n_s = 500 -$ $- 700$ U/min ausgedehnt, mit Parametern (D_1, N) die im Industriebetrieb noch nicht erreicht wurden, aber in naher Zukunft vorgesehen sind. Daraufhin wird qualitativ und quantitativ geschlussfolgert.

Резюме

Анализируется возможность наиболее реального прогнозирования расчётным путём параметра «высота всасывания определяемого насосым режимом и, одновременно пределов перегрузки в турбинном режиме в зависимости от того же параметра, для капсульных обратимых машин, исползуя некоторые существующие теоретические и экспериментальные данные.

Состовляются с томощью иллюстрирующих расчётов соображения обоснованные вышеупомянутым анализом с соответ ствующими данными существующих гидравлических моделей и натурных машин и распространяются потом на капсульные обратимые натурные машины с $n_s = 500$—700 об/мин, с параметрами (D_1, N) недостигнутым до сих пор в практике и предусмотренными как ближайшая перспектива. В заключению делаются соответсвуюшие качественные и количественные выводы.

◆

CZ : 624.157.1

Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistență longitudinal

Ing. Gabriel **ROȘU** – CCPEH – Timișoara

În mod uzual batardourile se execută în construcție sudată cu sistem de rezistență longitudinal. Întrucît sînt posibile mai multe soluții constructive, realizarea unei proectări fără supradimensionări inutile presupune calcularea și compararea tuturor variantelor, soluția optimă sub aspectul consumului de metal fiind cea cu greutatea minimă.

Lucrarea de față propune o metodă de optimizare a batardourilor la încercărilor fundamentale (presiunea hidrostatică, greutatea proprie), acestea fiind de fapt încărcările pentru preluarea cărora se execută construcția. Sub acțiunea acestor încărcări, elementele de rezistență (grinzi antretoaze, lonjeroane, platelaj) sînt solicitate în principal la încovoiere, alegerea secțiunii lor făcîndu-se funcție de momentele încovoietoare maxime, de rigiditățile admisibile și respectînd condițiile pentru consum minim de metal. Expresiile tuturor acestor mărimi ce determină secțiunile necesare, sînt prezentate în cadrul lucrării într-o formă convenabilă rezolvării pe un calculator de birou.

Avînd în vedere multitudinea posibilităților constructive ale elementelor de rezistență și memoria limitată a mașinii, adoptarea concretă a formei și dimensiunilor secțiunilor pe baza datelor furnizate de calculator, este lăsată în sarcina proiectantului care are în acest fel obligația de a ține seama de unele condiții suplimentare specifice fiecărui caz în parte.

În cazul batardourilor din mai multe panouri detașabile, problema se reduce la optimizarea unui singur panou la sarcina maximă întrucît panourile se execută identic.

1. Grinzi

Sistemul de rezistență al unui batardou în construcție sudată se compune din grinzi, antretoaze, lonjeroane și platelaj. În figura 1 se prezintă construcția metalică a unui astfel de batardou.

1.1. *Grinzi principale*

Numărul grinzilor principale (n) poate fi oricare în limitele :

$$2 \leqslant n \leqslant n_f \qquad (1)$$

unde limita inferioară este dictată de solicitările mari de torsiune ce apar în cazul $n = 1$, iar limita superioară este determinată de condiția respectării rigidității grinzii.

Conform [1] înălțimea care asigură săgeata este :

$$h_f = \rho \cdot k_f \cdot \sigma_a \cdot (L/f_a) \cdot L \cdot 10^{-7} \qquad (2)$$

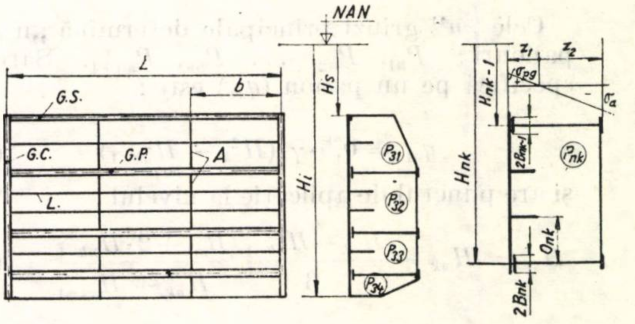


Fig. 1. Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistență longitudinală.

GP. – grindă principală ; G.S. – grindă suplimentară ; G.C. – grindă de capăt ; A. – antretoză ; L. – lonjeron ; N.A.N. – nivelul apelor normale.

iar înălțimea optimă în cazul a „n" grinzi echiîncărcate :

$$(h_n)_{0p} = (h_1)_{0p}/\sqrt{n} \qquad (3)$$

Avînd în vedere că înălțimea reală a grinzii (h_n) trebuie să verifice condiția :

$$h_f \leqslant h_* \approx (h_n)_{0p} \qquad (4)$$

și ținînd seama de faptul că numărul maxim de grinzi se obține pentru înălțimea minimă,

și ținînd seama de faptul că numărul maxim de grinzi se obține pentru înălțimea minimă,

se poate scrie :

$$n_f = [(h_1)_{0p}/h_f]^2 \qquad (5)$$

unde :

$$(h_1)_{0p} = k_n \sqrt{\frac{M_{max}}{\sigma_a \cdot t_i}} \qquad (6)$$

$$M_{max} = 0{,}25 \cdot q \cdot d \cdot (L - 0{,}5 \cdot d) \qquad (7)$$

$$q = 0{,}5 \cdot \gamma \cdot (H_i^2 - H_s^2) \qquad (8)$$

$$t_i = 0{,}02\, h_f + 0{,}8 \qquad (9)$$

3, k_f, k_h, sînt conform (1) tab. 6.6., 6.10., 6.26. ;

H_i și H_s sînt nivelele etanșărilor inferioară și superioară măsurate de la nivelul apelor normale ;

L – deschiderea grinzilor ;

d – distanța între etanșările laterale ale batardoului, considerate cunoscute [2].

Soluţiile $n > n_f$ sînt neraţionale întrucît conduc la eforturi în grinzi $\sigma_{ef} \ll \sigma_a$.

Pentru batardoul cu „n" grinzi echiîncărcate, nivelul grinzii „k" măsurat de la nivelul apelor normale, conform [3] este:

$$H_{nk} = \frac{2 \cdot H_i}{3\sqrt{n+\beta}}\left[(k+\beta)^{3/2} - (k-1+\beta)^{3/2}\right] \quad (10)$$

$$\text{unde: } \beta = \frac{n \cdot H_s^2}{H_i^2 - H_s^2}; \; k = 1, 2, 3, \ldots, \text{n}. \quad (11)$$

Cele „n" grinzi principale determină „n+1" panouri: $P_{n1}, P_{n2}, \ldots P_{nn}, P_{nn+1}$. Sarcina specifică pe un panou (q_{nk}) este:

$$q_{nk} = 0{,}5 \cdot \gamma \cdot (H_{nk}^2 - H_{nk-1}^2) \quad (12)$$

şi are punctul de aplicaţie la nivelul:

$$H_{q_{nk}} = H_{nk} - \frac{H_{nk} - H_{nk-1}}{3} \, \frac{H_{nk} + 2 \cdot H_{nk-1}}{H_{nk} + H_{nk-1}} \quad (13)$$

în relaţiile (12) şi (13) avem:

$$k = 1, 2, \ldots, \text{n}, \text{n}+1.\,; \; H_{no} = H_s\,; \; H_{nn+1} = H_i \quad (14)$$

Modulul de rezistenţă necesar unei grinzi este:

$$(W_n)_{nec} = W_1/n \quad (15)$$

$$\text{unde: } W_1 = M_{max}/\sigma_a \quad (16)$$

1.2. *Grinda suplimentară*

Cînd în zona etanşării superioare, din motive funcţionale se impune o rigiditate mărită ($f_{as} < f_a$), batardoul trebuie prevăzut cu o grindă suplimentară plasată pe cît posibil în axa etanşării superioare, fără a afecta plasamentul grinzilor principale. În mod evident înălţimea grinzii suplimentare (h_{ns}) trebuie să îndeplinească condiţia:

$$h_{ns} \leqslant h_n \quad (17)$$

Efortul maxim la care se poate asigura săgeata este:

$$\sigma_{ns} = \sigma_a (L/f_a)\,(f_{as}/L)\,(h_{ns}/h_f) \quad (18)$$

Momentul încovoietor maxim în grinda suplimentară plasată la nivelul etanşării superioare are expresia:

$$(M_{ns})_{max} = 0{,}25 \cdot q_{ns} \cdot d \cdot (L - 0{,}5 \cdot d) \quad (19)$$

$$\text{unde: } q_{ns} = 0{,}5 \cdot \gamma \cdot (H_{n1} - H_s)\,(H_{n1} - H_{q_{n1}}) \quad (20)$$

Modulul de rezistenţă necesar pentru grinda suplimentară de aceeaşi înălţime cu grinda principală ($h_{ns} = h_n$) este:

$$(W'_{ns})_{nec} = \alpha' \cdot \frac{(H_{n1} - H_s)^2 \, (H_{n1} + 2H_s}{H_{n1} + H_s} \quad (21)$$

$$\text{unde: } \alpha' = \frac{\gamma \cdot d}{24 \cdot \sigma_a}\left(L - \frac{d}{2}\right)\left(\frac{f_a}{L}\right)\left(\frac{L}{f_{as}}\right)\frac{h_f}{h_n} \quad (22)$$

Modulul de rezistenţă necesar pentru grinda suplimentară de o înălţime oarecare h_{ns} va fi:

$$(W_{ns}) = (W'_{ns})_{nec}\,(h_n/h_{ns}) \quad (23)$$

1.3. *Grinzi de capăt*

Ca elemente de rezistenţă, grinzile de capăt au rolul de a prelua reacţiunile grinzilor principale şi ale lonjeroanelor pentru a le repartiza reazemelor batardoului şi de a permite fixarea dispozitivelor de ghidare şi ridicare. Din considerente constructive şi avînd în vedere că datorită lungimii mari a reazemelor, solicitările grinzilor de capăt sînt relativ mici, secţiunea acestora se alege în mod obişnuit identică cu secţiunea în reazem a grinzilor principale.

2. Antretoaze

În cele ce urmează se consideră o amplasare echidistantă a antretoazelor. Numărul lor (n_A) se stabileşte pe considerentul asigurării conlucrării elementelor de rezistenţă şi poate fi adoptat în funcţie de deschiderea batardoului (L) conform tabelului 1.

Tabelul 1

L.(m)	$\leqslant 3$	3−5	5−7	7−9	9−11	11−13	13−15	15−17	17−19
n_A	2	3	3−4	4−5	5−6	6−7	7−8	8−9	9−10

Întrucît antretoazele se execută întrerupt, ele pot fi considerate între grinzi ca fiind formate din tronsoane simplu rezemate, iar în afara acestora din tronsoane în consolă. Antretoazele preiau reacţiunile platelajului (după regula bisectoarei) şi lonjeroanelor. Considerînd o încărcare egală a lonjeroanelor în cadrul panourilor, momentul încovoietor maxim în tronsonul de antretoază „k" are expresia:

a) Pentru tronsoane simplu rezemate:

$$(M_{Ank})_{max} \begin{cases} = \dfrac{q_{nk}\,(H_{nk} - H_{nk-1})^2}{12}, & \text{pentru } m_{nk} = 0 \\[2ex] \cong \dfrac{q_{nk}\,(H_{nk} - H_{nk-1})}{8}\left[k_r \cdot b + \dfrac{H_{nk} - H_{nk-1}}{2(m_{nk}+1)}\right], & \text{pentru } m_{nk} \neq 0 \end{cases} \quad (24)$$

b) Pentru tronsoane în consolă :

$$(M_{Ank})_{max} \cong \frac{q_{nk}(H_{nk} - H_{nk-1})}{2}\left[k_r \cdot b + \frac{H_{nk} - H_{nk-1}}{2(m_{nk}+1)}\right] \tag{25}$$

unde :

m_{nk} —numărul lonjeroanelor centrale din panoul P_{nk} ;

k_r —valorile maxime ale coeficienţilor Winkler pentru reacţiunile lonjeroanelor. Se iau funcţie de „n_A" din tabelul 2 ;

$$b = \frac{L}{n_A + 1} \tag{26}$$

Tabelul 2

n_A	1	2	3	$\geqslant 4$
k_r	1,25	1,10	1,14	1,13
k_M	0,125	0,10	0,107	0,105
$\alpha_L \cdot 10^7$	6,2	8,05	7,55	7,50

Pentru relaţiile (24) şi (25) sînt valabile condiţiile (14).

De remarcat că tronsoanele de antretoază în consolă apar la panoul inferior P_{nn+1} considerat ca avînd un lonjeron plasat cît mai aproape de nivelul inferior H_i, precum şi la panoul superior P_{n1}, atunci cînd grinda suplimentară nu este necesară, ea fiind înlocuită cu un lonjeron.

Din considerente constructive tronsoanele de antretoază se execută cu aceeaşi secţiune. Modulul de rezistenţă necesar va fi :

$$(W_{An})_{nec} = (M_{An})_{max} / \sigma_a \tag{27}$$

$$\text{unde : } (M_{An})_{max} = max\,(M_{Ank})_{max} \tag{28}$$

Plecînd de la condiţia de rigiditate ce se impune tronsoanelor de antretoază (1/300 — —1/500 din deschidere), momentul de inerţie care asigură săgeata poate fi exprimat cu aproximaţie după cum urmează :

a) Pentru tronsoane simplu rezemate cu $m_{nk} = 0$

$$(I_{Ank})_{nec} = \alpha_A \cdot q_{nk} \cdot (H_{nk} - H_{nk-1})^3 \tag{29}$$

b) Pentru tronsoane simplu rezemate cu $m_{nk} \neq 0$ şi tronsoane în consolă :

$$(I_{Ank})_{nec} = \alpha_A \cdot b \cdot q_{nk}\,(H_{nk} - H_{nk-1})^2 \tag{30}$$

unde : α_A este dat în funcţie de numărul lonjeroanelor centrale (m_{nk}) din panoul P_{nk}, în tabelul 3.

Tabelul 3

Mărimea	Modul de rezemare al tronsonului				
	Simplu rezemat			Consolă	
m_{nk}	0	1	$\geqslant 2$	0	$\geqslant 1$
$\alpha_A \cdot 10^6$	0,8	2,6	3	42	33

Momentul de inerţie necesar antretoazelor batardoului este :

$$(I_{An})_{nec} = max\,(I_{Ank})_{nec} \tag{31}$$

3. Lonjeroane

Din motive constructive lonjeroanele se plasează echidistant în cadrul panourilor. Ele pot fi considerate în mod acoperitor ca grinzi continue cu deschideri egale, încărcate cu o sarcină uniform distribuită pe întreaga lungime ce este dată cu suficientă aproximaţie de relaţia :

$$q_{Lnk} = q_{nk}(m_{nk} + 1) \tag{32}$$

unde numărul lonjeroanelor centrale (m_{nk}) din panoul P_{nk} se determină din condiţia asigurării rezistenţei platelajului. Pe lîngă lonjeroanele centrale ale panourilor, batardoul este prevăzut cu un lonjeron marginal plasat cît mai aproape de nivelul etanşării inferioare. În caz că grinda suplimentară nu este necesară, locul ei este luat de un al doilea lonjeron marginal, plasat la nivelul etanşării superioare. Sarcinile pe cele două lonjeroane marginale (superior şi inferior) sînt :

$$q_{Lns} \cong q_{n1}/2(m_{n1} + 1) \tag{33}$$

$$q_{Lni} \cong q_{nn+1}/2(m_{nn+1} + 1) \tag{34}$$

Din motive constructive lonjeroanele se execută cu aceeaşi secţiune şi deci modulul de rezistenţă necesar va fi :

$$(W_{Ln})_{nec} = \frac{k_M \cdot b^2}{\sigma_a}(q_{Ln})_{max} \tag{35}$$

unde : k_M — valoarea maximă a coeficientului Winkler pentru momentele încovoietoare în lonjeroane şi este dat în tabelul 2 în funcţie de numărul antretoazelor (n_A).

Respectarea condiţiei de rigiditate $b/f \geqslant 250$ cerută lonjeroanelor impune asigurarea unui moment de inerţie ce poate fi calculat cu relaţia :

$$(I_{Ln})_{nec} = \alpha_L \cdot b^3 \cdot (q_{Ln})_{max} \tag{36}$$

unde : α_L — depinde de numărul antretoazelor (n_A) şi este dat în tabelul 2.

Numărul total al lonjeroanelor batardoului este :

$$m_n = \sum_{k=1}^{n+1} m_{nk} + m' \tag{37}$$

unde : $m' = 2$ sau 1 după cum există sau nu lonjeron marginal superior.

De remarcat că pentru un număr de grinzi principale „n" dat, există mai multe soluţii, diferite prin numărul lonjeroanelor (implicit şi prin secţiunile antretoazelor şi lonjeroanelor) şi care se obţin pentru diferite grosimi de platelaj în limitele $\delta = (0,8-1,5)$ cm.

Soluţia optimă pentru numărul dat de grinzi principale va fi cea cu greutatea minimă a platelajului, a antretoazelor şi a lonjeroanelor.

4. Platelaj

Antretoazele şi lonjeroanele determină împărţirea panourilor în subpanouri de dimensiuni $a_{nk} \cdot b$ (uzual $a_{nk} < b$) ce sînt soicitate la încovoiere sub acţiunea directă a apei. În cadrul unui panou, efortul în placă, care împreună cu efortul de încovoiere generală conduce la un efort compus maxim, apare în subpanoul inferior şi are expresia :

$$\sigma_{4Y} = k_{4Y} \cdot p_{nk} \left(\frac{a_{nk}}{\delta}\right)^2 \tag{38}$$

unde :

$$a_{nk} = \frac{H_{nk} - H_{nk-1} - (B_{nk} + B_{nk-1})}{m_{nk} + 1} \tag{39}$$

$$p_{nk} = 0,5 \cdot \gamma \cdot (H_{nk} + H_{nk-1} + m_{nk} \cdot a_{nk}) \tag{40}$$

k_{4Y} este un coeficient ce depinde de raportul b/a şi este dat în tabelul 4 ; B_{nk} — semilăţimea tălpii pe platelaj a grinzii „k" (fig. 1) ; p_{nk} — presiunea în centrul subpanoului inferior al panoului P_{nk} ; δ — grosimea platelajului.

Tabelul 4

b/a	1	1,25	$\geqslant 1,5$
k_{4Y}	0,309	0,338	0,343

Pentru un panou (P_{nk}) şi o grosime de platelaj (δ) date, din condiţia $\sigma_{4Y} \leqslant (\sigma'_{4Y})_a$ se determină numărul necesar de lonjeroane (m_{nk}) ale panoului. S-a notat cu $(\sigma'_{4Y})_a$ acea valoare a efortului σ_{4Y} care împreună cu eforturile maxime de încovoiere generală σ_{Pg} şi tăietor τ_{Pg} din porţiunea de platelaj se conlucrează cu grinda principală, conduce la efortul compus maxim admis $(\sigma_{comp})_a$. Valoarea $(\sigma'_{4Y})_a$ poate fi determinată din relaţia :

$$(\sigma_{comp})_a = \\ = \sqrt{(\sigma_{Pg} + \sigma'_{4Y})^2 + (0,3 \cdot \sigma'_{4Y})^2 - (\sigma_{Pg} + \sigma'_{4Y})\,(0,3\sigma'_{4Y}) + 3 \cdot \tau^2_{Pg}} \tag{41}$$

de unde rezultă :

$$(\sigma'_{4Y})_a \cong 1,126 \cdot \left(\sqrt{(\sigma_{comp})^2_a - 3 \cdot \tau^2_{Pg}} - \sigma_{Pg}\right) \tag{42}$$

$$\text{unde : } \sigma_{Pg} = k_z \cdot \sigma_a \tag{43}$$

$$\tau_{Pg} = \frac{q \,.\, d \,.\, S}{2 \cdot n \cdot t_i \cdot I} \tag{44}$$

$k_z = z_1/z_2$ este raportul distanţelor la fibra neutră a fibrelor extreme ; S şi I momentele de inerţie static şi axial, pentru ansamblul grindă principală-platelaj (porţiunea de conlucrare) (fig. 1).

De remarcat că obţinerea efortului $(\Delta_{4Y}) = (\sigma_{4Y})_a$ se realizează numai în cazurile cînd $k_z \leqslant k'_z$ unde :

$$k'_z = \frac{\sqrt{(\sigma_{comp})^2_a - 3 \cdot \tau^2_{Pg}} - 0,888\,(\sigma_{4Y})_a}{\sigma_a} \tag{45}$$

Condiţia de rigiditate ce se impune panoului de platelaj este $a_{nk}/f_a \geqslant 200$. Se poate arăta cu uşurinţă că această condiţie este asigurată prin realizarea condiţiei de rezistenţă.

5. Schema logică a programului de optimizare

Programul de optimizare se compune din trei părţi :

a) Calculul grinzilor batardoului pentru fiecare soluţie distinctă prin numărul grinzilor principale „n", determinată de condiţia (1). În cadrul acestei părţi se calculează :

— elementele necesare alegerii secţiunii grinzilor principale şi suplimentară pentru un număr de grinzi principale „n" dat : h_f, t_i, $(h_n)_{op}$, $(W_n)_{nec}$ $(W_{ns})_{nec}$.

— determinarea poziţiei grinzilor principale H_{nk}.

Pe baza elementelor calculate se adoptă secţiunile grinzilor.

b) Calculul antretoazelor şi al lonjeroanelor pentru fiecare soluţie distinctă ce rezultă modificînd grosimea platelajului în limitele $\delta = (0,8-1,5)$ cm ; pentru fiecare variantă determinată în cadrul punctului „a", se calculează :

— numărul lonjeroanelor şi repartiţia lor pe panouri : m_n, m_{nk},

— elementele necesare alegerii secţiunii antretoazelor şi a lonjeroanelor (W_{An}, I_{An}, W_{Ln}, I_{Ln} —mărimi necesare).

Pe baza elementelor calculate se adoptă secţiunile antretoazelor şi ale lonjeroanelor.

c) Compararea variantelor şi găsirea soluţiei optime.

În vederea comparării soluţiilor, volumul de metal al construcţiei pentru un număr de grinzi principale (n) şi o grosime de platelaj (δ) date, este aproximat cu relaţia:

$$V_{n\delta} = (n\cdot A_G + A_{Gs} + m_{n\delta}\cdot A_L)\cdot L + (2\cdot A_{Gc} + n_A\cdot A_A + \delta\cdot L)(H_i - H_s) \qquad (46)$$

unde cu A_G, A_{Gs}, A_{Gc}, s-au notat secţiunile grinzilor principale, suplimentară şi de capăt, iar cu A_A şi A_L, secţiunile antretoazelor şi ale lonjeroanelor.

Schemele logice ale primelor două părţi componente ale programului de optimizare sînt prezentate în figura 2 respectiv figura 3. Schema logică corespunzătoare părţii a treia nu a fost prezentată, ea fiind considerată mult prea simplă. Se precizează că programul a fost realizat pe un calculator de birou tip Olivetti Programa 101.

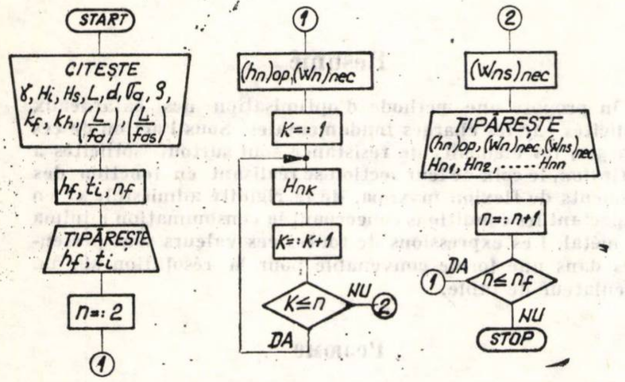
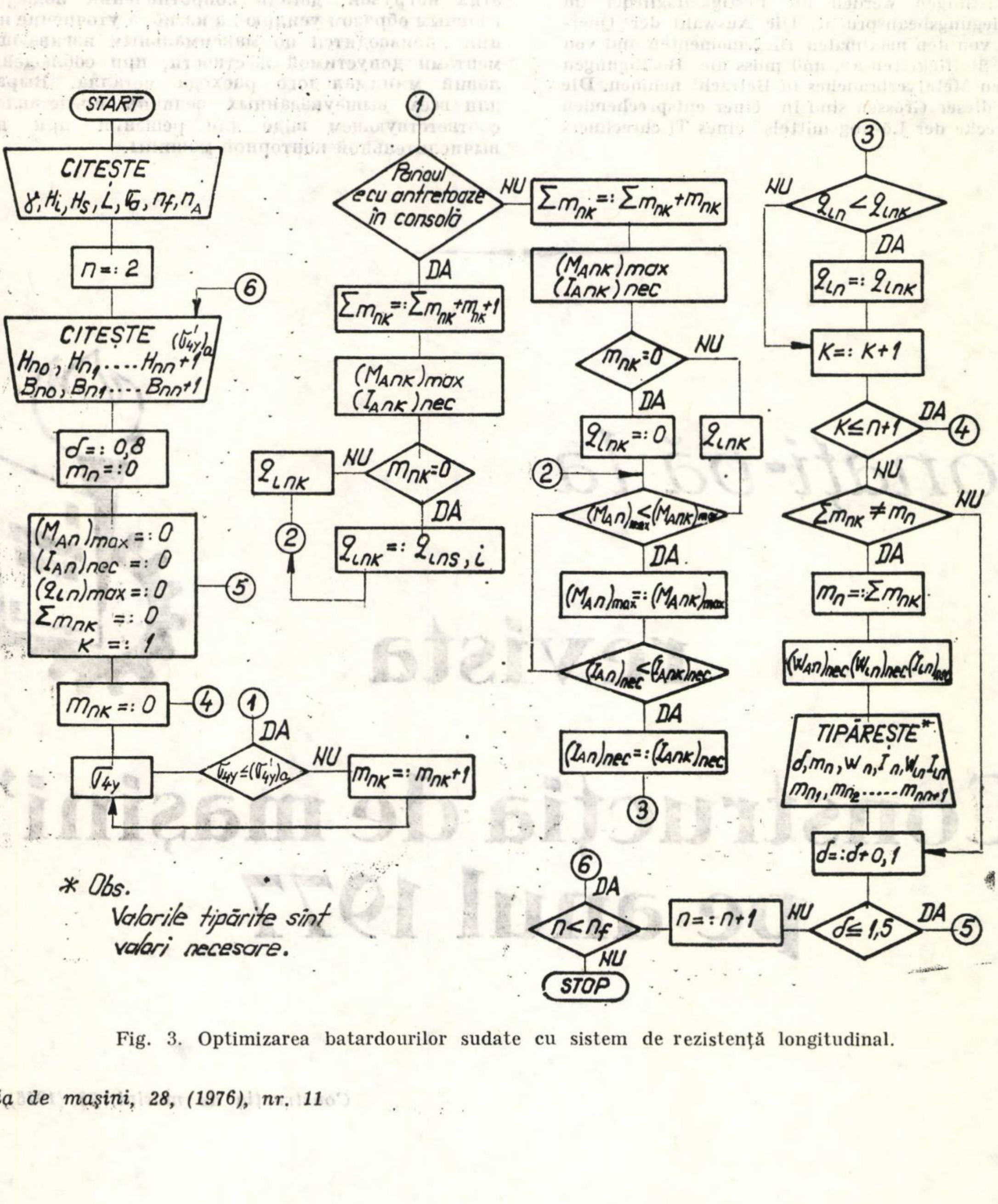

START
CITEŞTE
γ, Hi, Hs, L, d, σa, ρ, kf, kh, (L/fa), (L/fas)
hf, ti, nf
TIPĂREŞTE
hf, ti
n=: 2
①
(hn)op (Wn)nec
K=: 1
Hnk
K=: K+1
K≤n
NU
DA
②
(Wns)nec
TIPĂREŞTE
(hn)op, (Wn)nec, (Wns)nec
Hn1, Hn2, ... Hnn
n=: n+1
n≤nf
STOP

Fig. 2. Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistenţă longitudinal.


START
CITEŞTE
γ, Hi, Hs, L, σa, nf, nA
n=: 2
⑥
CITEŞTE (σ'4y)a
Hno, Hn1, ... Hnn+1
Bno, Bn1, ... Bnn+1
δ=: 0,8
mn=: 0
(MAn)max =: 0
(IAn)nec =: 0
(ρLn)max =: 0
Σmnk =: 0
K =: 1
⑤
mnk =: 0
④
①
σ4y
σ4y ≤ (σ'4y)a
DA
NU
mnk =: mnk+1
Panoul cu antretoaze în consolă
Σmnk =: Σmnk+mnk+1
(MAnk)max
(IAnk)nec
mnk=0
ρLnk
ρLnk =: ρLns,i
②
Σmnk =: Σmnk+mnk
(MAnk)max
(IAnk)nec
mnk=0
ρLnk =: 0
ρLnk
(MAn)max ≤ (MAnk)max
(MAn)max =: (MAnk)max
(IAn)nec < (IAnk)nec
(IAn)nec =: (IAnk)nec
③
ρLn < ρLnk
ρLn =: ρLnk
K=: K+1
K≤n+1
Σmnk ≠ mn
mn =: Σmnk
(WAn)nec (WLn)nec (ILn)nec
TIPĂREŞTE*
δ, mn, Wn, In, WLn, ILn
mn1, mn2, ... mnn+1
δ=: δ+0,1
δ≤1,5
n<nf
n=: n+1
STOP

* Obs.
Valorile tipărite sînt
valori necesare.

Fig. 3. Optimizarea batardourilor sudate cu sistem de rezistenţă longitudinal.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Mateescu, D., Roşu, D., Caraba, I.* : Construcţii metalice — exemple de calcul. Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1972.

[2] *Roşu, D.* : *Curs.* Construcţii metalice hidrotehnice. Stavile. Editura Institutului politehnic Timişoara, 1966.

[3] *Wickert, G., Schmausser, G.* : Stahlwasserbau Theorie Konstruktive Lösungen Spezielle Probleme. Springer — Verlag Berlin. Heidelberg New York 1971.

[4] *Fluture E., Otescu, I., Cristea P.* : Îndreptar pentru construcţii metalice. Bucureşti, Editura tehnică, 1964.

[5] *Popovici, M.* : Rezistenţa materialelor în rezumate exerciţii şi probleme Bucureşti, Editura tehnică, 1974

[6] x x x STAS 9189—73

[7] DIN 19704

Summary

The method described in the paper allows the optimizing of the dams. Under the action of the basic loads, the strength elements are mainly subjected to bending, the section selection being made depending on the maximum bending moments and on the admissible stiffness. The minimum metal consumption is also one of the main conditions. All the above mentioned relations are expressed in a convenient way allowing the use of a table computer for their solving.

Zusammenfassung

Die Arbeit stellt eine Optimisierungsmethode der Fangedämme bei den Grundbelastungen dar. Unter dem Einfluss der Grundbelastungen werden die Festigkeitsglieder im allgemeinen biegungsbeansprucht. Die Auswahl der Querschnitte hängt von den maximalen Biegemomenten und von den zulässigen Steifigkeiten ab, und muss die Bedingungen eines minimalen Metalverbrauches in Betracht nehmen. Die Ausdrücke all dieser Grössen sind in einer entsprechenden Form zum Zwecke der Lösung mittels eines Tischrechners dargestellt.

Résumé

On propose une méthode d'optimisation des batardeaux sollicités par les charges fondamentales. Sous l'action de ces charges, les éléments de résistance sont surtout sollicités a la flexion, le coix de leur section se réalisant en fonction des moments de flexion maxima, de la rigidité admissible et en respectant les conditions concernant la consommation minima de métal. Les expressions de toutes ces valeurs sont présenteés dans une forme convenable pour la résolution sur un calculateur de table.

Резюме

В статье предлагается метод усовершенствования перемычки при основных нагрузках. Под действием этих нагрузок, детали сопротивления подвергаются главным образом усилию на изгиб, а уточнение их сечения производится по максимальным изгивающим моментами допустимой жёсткости, при соблюдении условий минимального расхода металла. Выражения для всех вышеуказанных величин представлены в соответствующем виде для решения при помощи вычислительной конторной машины.

* * *

Abonaţi-vă la

revista

„Construcţia de maşini"
pe anul 1977

MAŞINI DE POLIZAT, DE ÎNDREPTAT ŞI DE ÎNDOIT

Maşinile noastre de polizat, îndreptat şi îndoit vă ajută să rezolvaţi problemele de raţionalizare şi automatizare la laminor şi în industria de prelucrare a tablei.

FURNIZAM:

- maşini de şlefuit pentru curăţire pentru secţiuni transversale rotunde, pătrate, dreptunghiulare;
- maşini de îndreptat bare rotunde, ţevi, oţel pătrat, hexagonal, lat, cornier, grinzi U şi dublu T, şine;
- maşini de îndreptat tablă, 7 sau 9 cilindri îndreaptă la rece tablă cu o lăţime de 2 000 - 4 500 mm şi cu o grosime de cel mult 50 mm;
- maşini de încovoiat şi îndreptat tablă cu grosimea de 8-70 mm şi lăţimea de 2 000 - 5 000 mm;tabla poate fi îndoită şi fălţuită în virole conice şi cilindrice la rece şi la cald.

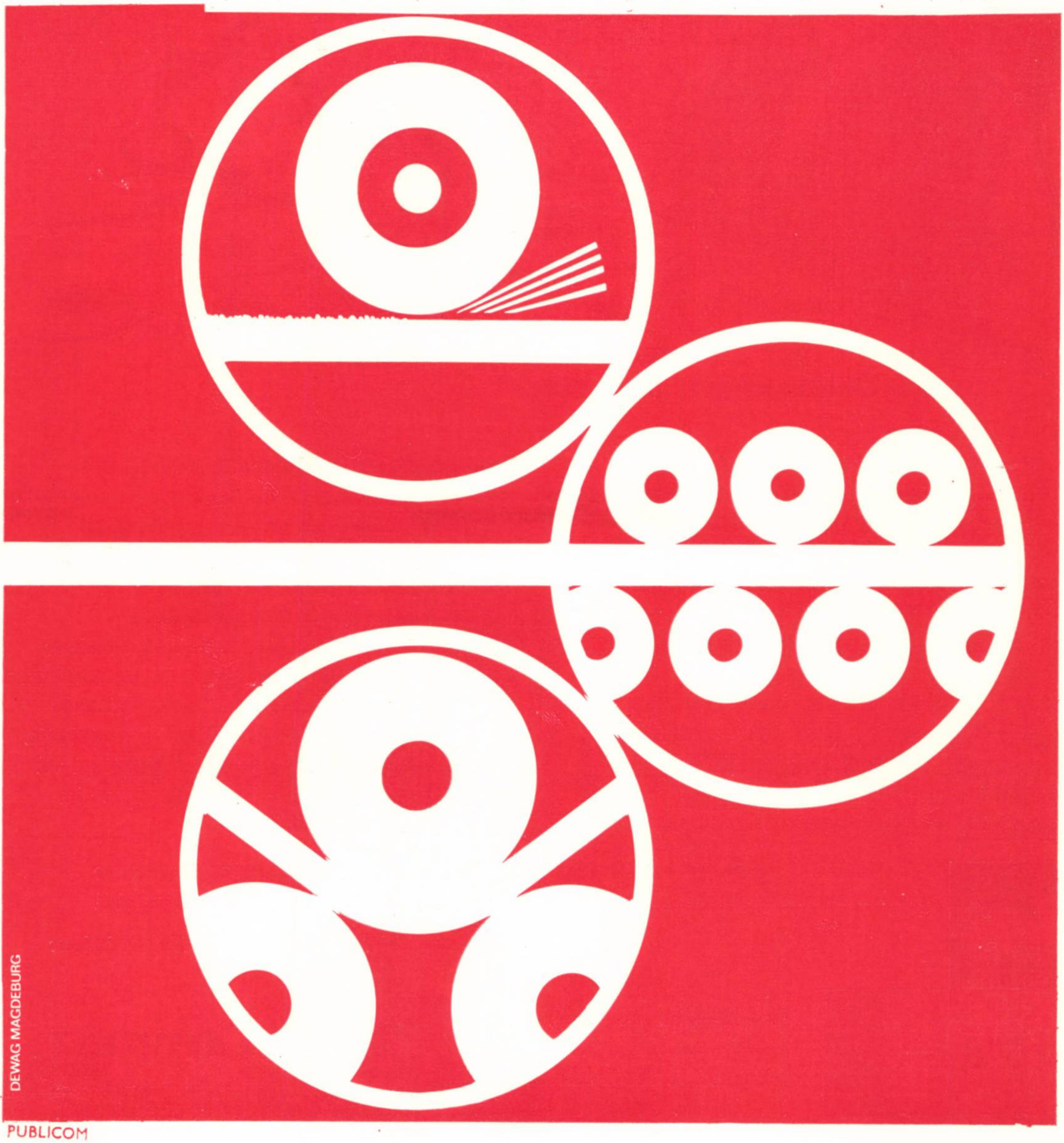
SKET

VEB Schwermaschinenbau-Kombinat
Ernst Thälmann · Magdeburg

Exporteur:
INVEST EXPORT
Volkseigener Außenhandelsbetrieb der
Deutschen Demokratischen Republik
Johannes-Dieckmann-Straße 7-9
DDR-108 Berlin

Informaţii privind exportul:

Secţia comercială a Ambasadei Republicii Democrate Germane în R. S. România
TKB INVEST EXPORT, Bucureşti 59, Str. Compozitorilor nr. 30, Sc.A.



PUBLICOM

ILKA

TEHNICA DE CONDIȚIONARE A AERULUI ȘI TEHNICA FRIGORIFICĂ AȘA CUM TREBUIE SĂ FIE

AER CONDIȚIONAT, DAR CUM?

Pus de curînd la punct, sistemul ILKA cu module de proces în condiţionarea aerului şi în tehnica frigorifică oferă oricărui proiect de condiţionare a aerului o soluţie simplă şi economică. Noile noastre aparate în patru variante constructive KGS 1. . . KGS 4 pentru răcire directă sau indirectă au un debit de 5 600-22 400 m^3/h şi o capacitate de răcire de 18 500. . . 73 000 kcal/h. Incălzirea se face cu apă caldă, cu abur sau cu energie electrică. Construcţia modulară, de dimensiuni mici, cu module compacte diferenţiate, asigură o funcţionare perfectă la performanţele dorite şi o adaptare optimă la condiţiile de spaţiu existente. Datorită cuplajului direct se elimină lucrările de electromontaj - altfel atît de costisitoare. Aparatele noastre cu vapori realizate în două variante constructive (cantitatea maximă de abur 10. . . 20 kg/h) pot fi utilizate la umidificarea aerului şi ca accesorii în instalaţiile de aer condiţionat. Livrăm ILKA - instalaţia de aer condiţionat pe care o căutaţi şi vă stăm - cu plăcere - la dispoziţie cu informaţii detaliate !

Secţia Comercială a Ambasadei Republicii Democrate Germane
în Republica Socialistă România, Cal. Dorobanţi nr. 14, Bucureşti

ILKA

Combinatul de stat pentru
condiţionarea aerului
şi tehnica frigorifică,
R. D. G. 808 Dresda

Exportator:

TechnoCommerz GmbH
DDR – 108 BERLIN,
JOHANNES-DIECKMANN-STRASSE 11–13
DEUTSCHE DEMOKRATISCHE REPUBLIK

Vă rugăm să ne vizitaţi la Tîrgul Internaţional Bucureşti TIB '76

PUBLICOM

Foarfece
HARRIS 8WSCH – 1000

Acum 15 ani, firma Harris a introdus foarfecele de pachetat fier vechi cu un cuţit de 700 t şi lungimea de tăiere de două picioare, ceea ce a permis utilizarea unor brame cu densitatea mică. Avantajele obţinute au dus la instalarea a peste două sute de maşini de acest tip. Acum doi ani, s-a introdus prima maşină cu cuţitul de 1 000 t şi opt picioare, care lucrează pe baza unui principiu complet nou cu dublarea forţei hidraulice numai printr-o simplă modificare mecanică. Acest sistem s-a dovedit a fi în prezent cea mai economică metodă de tăiere a fierului vechi şi este utilizată de către cei mai de seamă producători din lume care activează în industria recirculării metalului.

Harris Economy comercializează: foarfece Harris, prese, transportoare, mașini de pachetat compact deșeuri solide și mașini de balotat hîrtie, macarale, mașini de turnat lingouri Sheppard și elevatoare. O gamă completă de utilaje pentru industriile: oțelului, a fierului vechi, a hîrtiei și a metalelor neferoase, precum și pentru gospodăria comunală. Utilaje de orice dimensiuni, de la foarfecele de 2000 t pînă la presele portabile pentru hîrtie.

Calitatea echipamentului și nivelul tehnic sînt rezultatul experienței acumulate: sute de instalații exportate în toată lumea. Harris Economy și agențiile sale din intreaga lume vă stau la dispoziție cu utilaje, documentație tehnică și service.

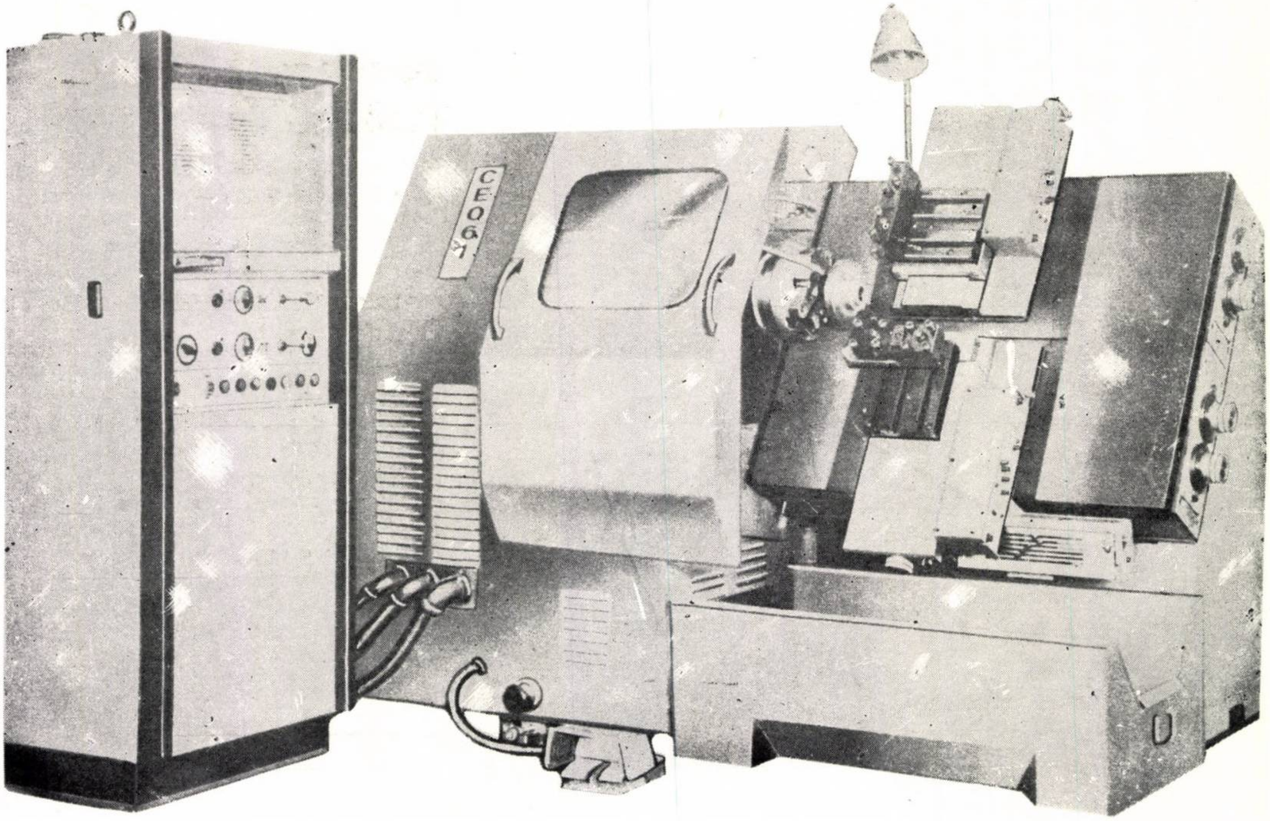
A PRODUCT OF AMERICAN HOIST

Harris Economy

Division of American Hoist (Europe) Ltd

Sales Office: Harris House, Marlow, Bucks SL7 1DB, England. Tel: Marlow 71447 Telex: 847363
Service & Manufacturing: New Foundry, Bridgend, Glamorgan CF31 1LZ, Wales. Tel: 0656 3201 Telex: 49224
and Bridge Street, Church, Near Accrington, Lancs BB5 4HU, England. Tel: Accrington 385011-3
Group Head Office: American Hoist International Corporation, St. Paul, Minnesota 55107, U.S.A. Telex: 297-432

PUBLICOM



MACHINOEXPORT

STRUNG SEMIAUTOMAT MONOBROŞĂ cu comandă program CE 061

se foloseşte la prelucrarea de mare productivitate a flanşelor, a angrenajelor, a volanţilor, a rolelor tamburelor de frînă şi a altor piese de oţel, fontă sau metale neferoase, cu diametre pînă la 320 mm şi lungime pînă la 200 mm.

- Aceste maşini pot prelucra suprafeţe exterioare şi interioare cilindrice şi plane cu ajutorul a două cărucioare multiscule independente unul de altul şi care pot executa cele mai variate mişcări în lungul axelor X şi Y.
- Dispozitivul de comandă program al maşinii permite funcţionarea simultană sau alternativă a celor două cărucioare.
- Piesa de prelucrat se fixează printr-o mandrină electromecanică cu putere de strîngere reglabilă.
- Maşina este de mare productivitate şi precizie în funcţionare.

Exportator :

MACHINOEXPORT — S.A.R.L.
Sofia, str. Aksakov nr. 5
Tel : 88.53.21
Telex : 22—425
Telegrame : MACHINOEXPORT
— Sofia

BULGARIE

MACHINOEXPORT

PUBLICOM

Livrăm instalații de țesut rețele din sîrmă ondulată sau ștanțată îndoit.

Caracteristici principale:

- rezistența rețelei de sîrmă: pînă la 140 kgf mm^2;
- diametrul sîrmei: 1,6 – 8 mm;
- lărgimea ochiului: 4—80 mm;
- lățimea țesăturii: 2 000 mm;
- randament sporit prin introducerea automată a firului de bătătură;
- reglajul avansului sîrmei se efectuează printr-un mecanism de numărare electronic cu stabilirea exactă a poziței firelor de bătătură:
- mînuire ușoară și posibilitatea conducerii de către o persoană a mai multor mașini.

Vă rugăm să solicitați material informativ detaliat sau să consultați direct specialiștii noștri.

SKET

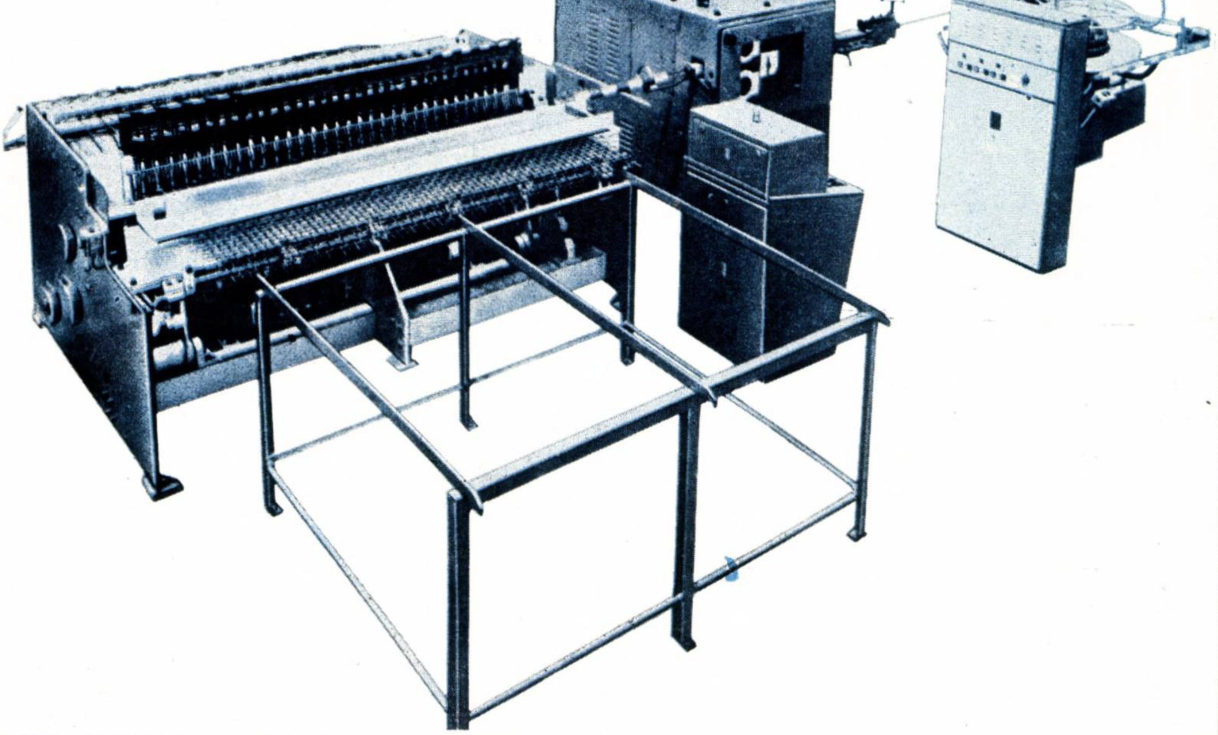
VEB Schwermaschinenbau-Kombinat
Ernst Thälmann·Magdeburg

Exporteur:
Invest Export
Volkseigener Außenhandelsbetrieb
der
Deutschen Demokratischen Republik
Johannes-Dieckmann-Straße 7-9
DDR-108 Berlin

Informații privind exportul:
Ambasada R. D. Germane
în R. S România
Secția Economică TKB Invest Export
București 59, Str. Compozitorilor
nr. 30, Scara A

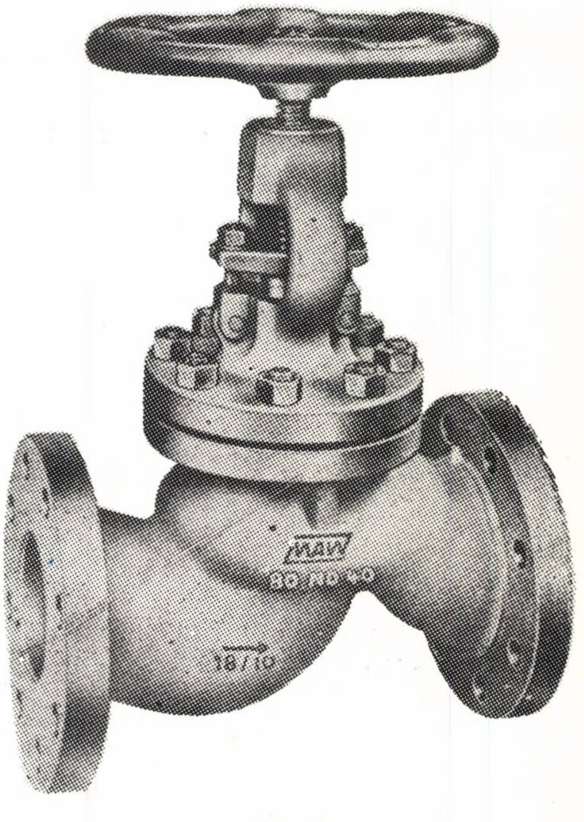
UDAWGI 8

Instalație automată pentru țesut rețele din sîrmă



DEWAG MAGDEBURG

PUBLICOM



DDR-ARMATUREN-KOMBINAT
MAW

Robinete de închidere MAW
turnate din oțel-crom-nichel

Ventilele de închidere MAW turnate din oţel-crom-nichel, care ocupă în programul de fabricaţie a Combinatului de armături pentru industria chimică al R.D. Germane un loc important, răspund tuturor exigenţelor utilizării în tehnologiile chimiei. Prin construcţia lor solidă şi carcasa de formă aerodinamică se reduce la maximum pierderea de presiune precum şi formarea vîrtejurilor în robinet. Toate piesele care vin în atingere cu medii agresive sînt din oţel-crom-nichel.
Programul de fabricaţie al armăturilor din crom-nichel include între altele robinete de închidere din etajul de presiune ND 16 şi ND 40 în 15-200 NW.

VEB MAGDEBURGER ARMATURENWERKE
·KARL MARX·ARMATURENKOMBINAT

TechnoCommerz GmbH
DDR-108 Berlin
Johannes-Dieckmann-Straße 11/13
Telefon: 2240 Telex: 011-4861

Secţia comercială a Ambasadei R. D. Germane
în R. S. România
TKB - Technocommerz - Bucureşti, Calea Dorobanţilor 14

PUBLICOM

balkancar

TRADIȚIE ȘI
CONTEMPORANEITATE

A transporta în general este o necesitate.
A transporta rațional înseamnă perspicacitate.

- **electrocare cu platformă**
- **autobasculante și**
- **remorchere cu remorci**

balkancar

Capacitatea de încărcare: pînă la 3000 kg.
Efort de remorcaj: pînă la 250 kg.

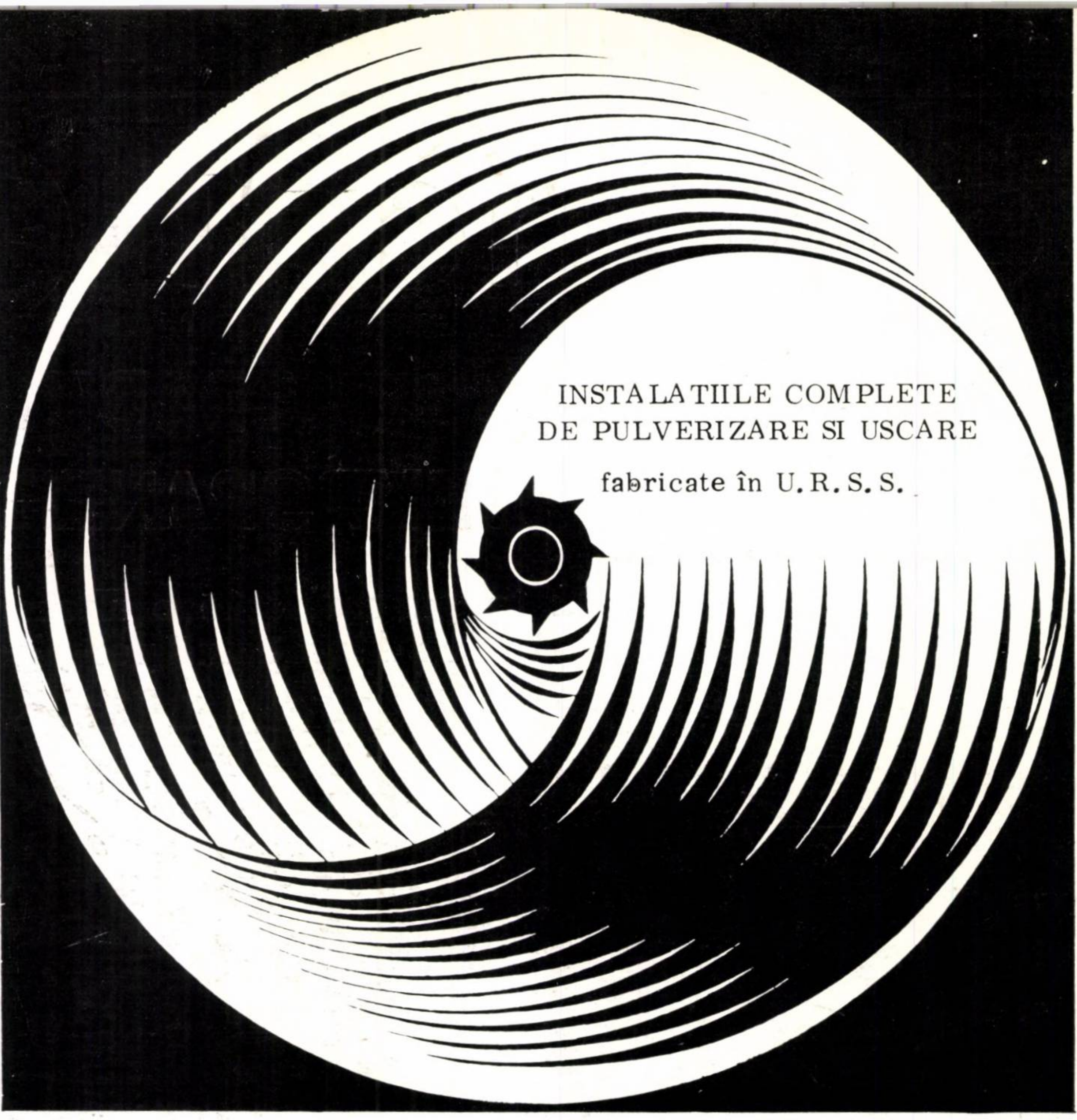
Exportator:

BALKANCARIMPEX

Bulgaria, Sofia, Str. Alabin 56
Telex 022386

REPREZENTANȚA COMERCIALĂ BULGARĂ
București, str. Galați 32
Telefon 11.20.87.

PUBLICOM



Asigură :

- automatizarea completă a procesului de uscare într-un regim termic dat;
- înaltă securitate în funcţionare şi condiţii bune de lucru;
- o lungă perioadă de exploatare între reparaţii.

Livrează instalaţii de pulverizare şi uscare - de la instalaţii de laborator pînă la instalaţii complexe de mare randament cu productivitatea de 20 t/h apă evaporată şi diametrul camerei de uscare de pînă la 12, 5 m.

- pentru utilizarea în diferite ramuri industriale:
  - industria chimică şi alimentară;
  - industria petrochimică şi a ceramicii;
  - industria chimică-forestieră, a hîrtiei şi a celulozei;
  - servicii comunale, metalurgia metalelor neferoase.
- pentru uscarea produselor celor mai diverse :
  - detergenţi şi mase ceramice;
  - produse biologice şi amidonoase;
  - drojdii furajere şi îngrăşăminte chimice.

TECHMASHEXPORT

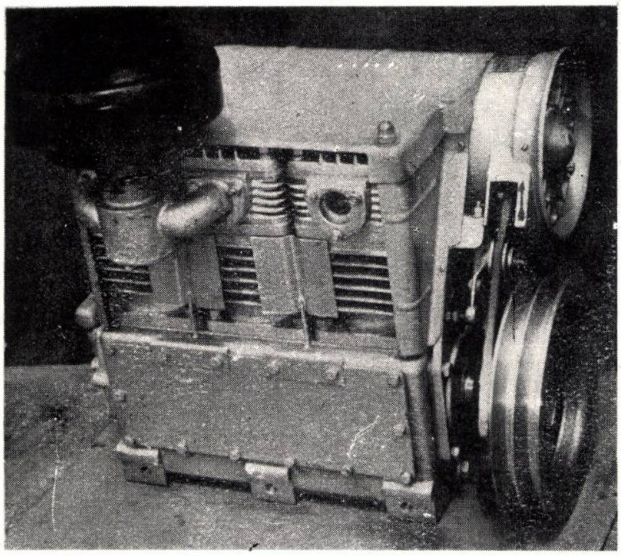
Exportator : V/O TECHMASHEXPORT 35, str. Mosfilmovskaia, 117330
Moscova, U. R. S. S. Telefon : 147.15.62 Telex : 7568

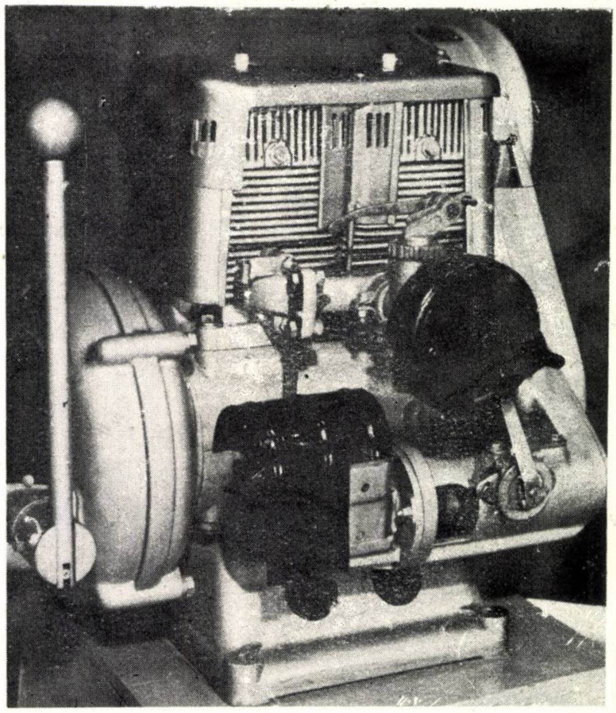
PUBLICOM

Întreprinderea de motoare și compresoare „TIMPURI NOI" București

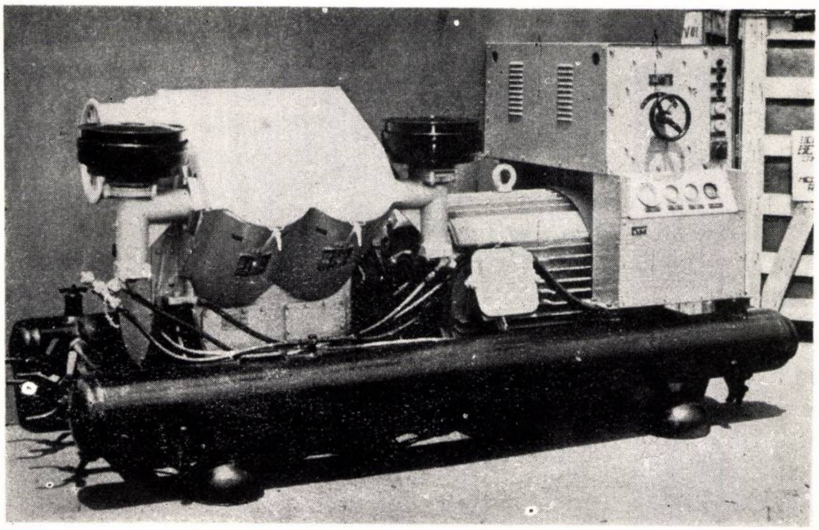
vă pune la dispoziție produsele sale:

COMPRESOARE 0,260 ÷ 10 m³/min





MOTOARE DIESEL ȘI CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE
4 ÷ 120 CP



ELECTROCOMPRESOARE ȘI MOTOCOMPRESOARE
0,260 ÷ 10 m³/min

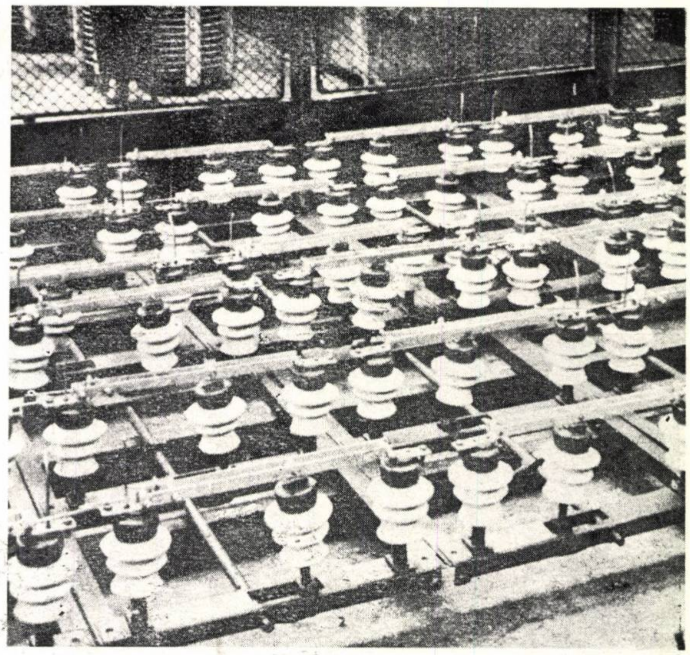
Adresa: Splaiul Unirii nr. 165
Tel. 21.61.60

CENTRALA INDUSTRIALA DE MAŞINI ŞI APARATAJE ELECTRICE

CRAIOVA

produce şi livrează

- aparataj electric de înaltă tensiune :
  - întrerupătoare de medie şi înaltă tensiune: 7,2-420 kV; 630-2 500 A; 300-20 000 MVA;
  - separatoare de interior : 10-35 kV; 200-6 300 A;
  - separatoare de exterior : 10-400 kV; 400-2 000 A;
  - bobine de reactanţă în beton : 6-10 kV; 100-2x2 000 A; 3-10 %;
  - siguranţe fuzibile de înaltă tensiune : 6-35 kV; 2,5-100 A;
  - transformatoare de măsură de curent : 1-420 kV; 5-10 000 A;
  - transformatoare de măsură de tensiune : 1-400 kV;



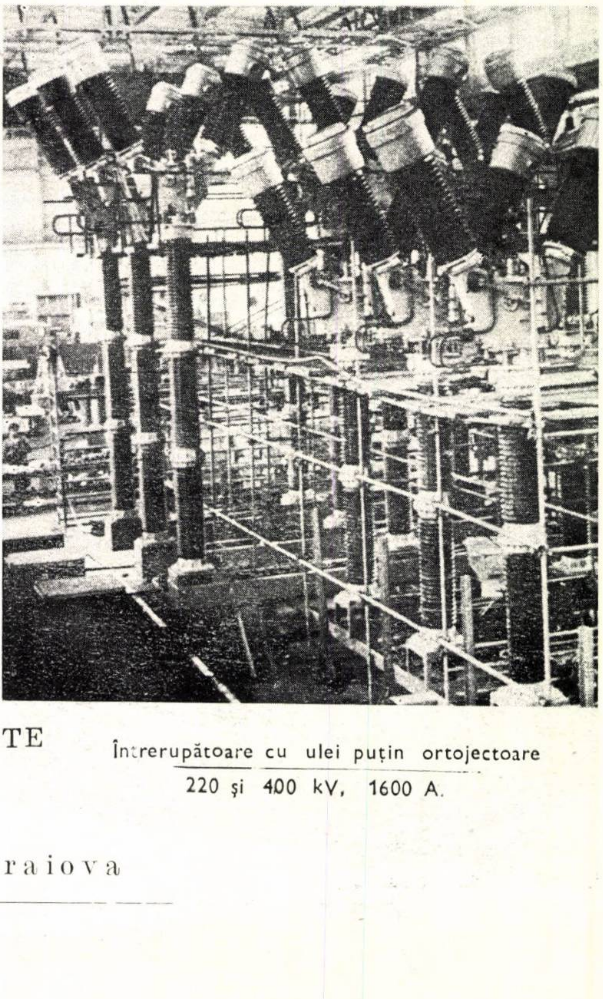
Separatoare de exterior 15 kV, 400 A.

- aparataj de comandă şi pornire a motoarelor de joasă şi înaltă tensiune :
  - autotransformatoare de pornire :
    - cu siguranţă mărită 630 kVA/0,38; 0,5 kV 580; 1 000; 1 600; 2 500 kVA/6 kV;
    - cu comandă de la distanţă 580; 1 000; 1 600; 2 500 kVA/6 kV;
  - reostate de pornire :
    - în ulei 100; 200; 350; 500 kW;
    - reglaj cu lichid 500; 1 000 kW;
  - tablouri de comandă automată 160-1 600 kW/6 kV 100; 200 kW/0,38; 0,5 kV;

  la INTREPRINDEREA "ELECTROPUTERE" Craiova

- celule prefabricate şi posturi de transformare :
  - celule prefabricate închise de interior cu simplu şi dublu sistem de bare pentru staţii de 10-20 kV; 630-2 500 A; 200-500 MVA;
  - celule prefabricate pentru posturi de transformare 10; 20 kV;
  - posturi de transformare de exterior 10; 11; 20/0,4 kV; 250; 500; 630; 1 600 kVA;
  - bare capsulate 6-24 kV; 1 600-10 000 A;

  la INTREPRINDEREA DE CELULE PREFABRICATE Băileşti



Întrerupătoare cu ulei puţin ortojectoare 220 şi 400 kV, 1600 A.

Calea Bucureşti nr. 144, Craiova

ABONATI-VA
LA REVISTA

CONSTRUCȚIA
DE
MAȘINI

M. I. C. M.

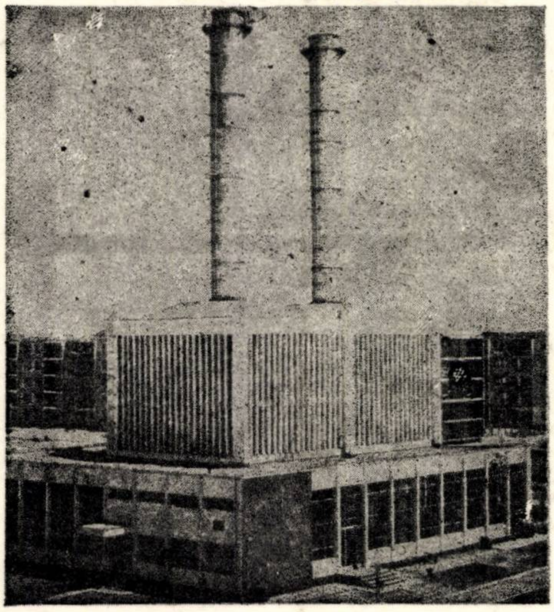
INTREPRINDEREA

V U L C A N

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREŞTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4,5 şi 1 035 t/h

- Cazane de apă caldă
  de la 10 - 100 Gcal/h
- Cazane recuperatoare
  pentru industria chimică şi metalurgică
- Cazane speciale
  GAT - 08 şi AW - 00
- Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDATĂ 1904

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

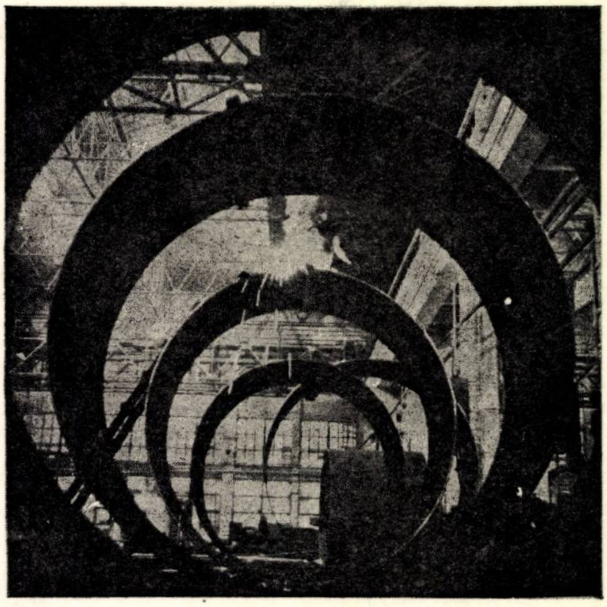
1977 MAJ

UTILAJ PETROLIER
UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată
între 1,5 şi 1,9 t

*

In cei peste 70 ani de existenţă
Intreprinderea VULCAN
a acumulat o bogată experienţă tehnică,
dispunînd de cadre cu înaltă calificare
şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.



EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE

E3279

REFERÁLVA

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

12

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI • BUCUREŞTI • ANUL XXVIII • DECEMBRIE 1976•

I. M. U. BACĂU

ÎNTREPRINDERE DE MAȘINI UNELTE
cu sediul în Bacău, Calea Republicii 205

Vă poate livra

MAȘINI DE FREZAT LONGITUDINAL CU PORTAL

FLP-660
- — cu comandă convențională ;
- — cu comandă convențională și afișaj de cote.

FLP-1000
- — cu comandă convențională ;
- — cu comandă convențională și afișaj de cote.

În viitorul apropiat I. M. U. Bacău vă va putea livra

FLP-1600
- — cu comandă convențională ;
- — cu comandă convențională și afișaj de cote.

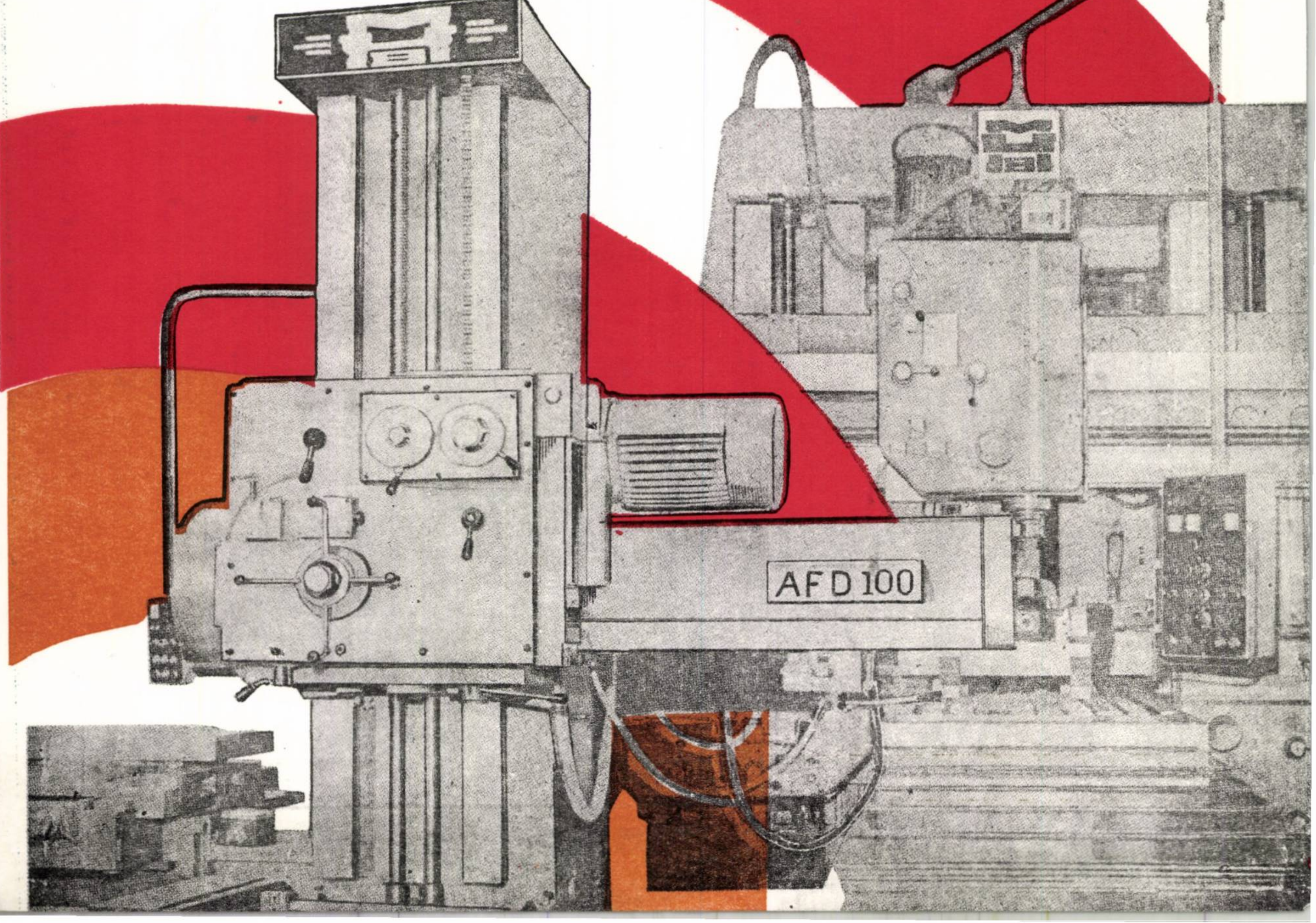
Pentru toate aceste mașini se pot livra, la cerere, SDV-uri și accesorii speciale.

MAȘINI ORIZONTALE DE ALEZAT ȘI FREZAT

AF-63-2
- — cu contramontant ;
- — fără contramontant ;
- — cu afișaj de cote ;
- — cu diverse mărimi la cursele de deplasare ale organelor mobile în funcție de cererea beneficiarului.

AF-85
- — cu contramontant ;
- — fără contramontant ;
- — cu comandă convențională și afișaj de cote.

AFD-100
- — cu contramontant ;
- — fără contramontant ;
- — cu comandă convențională ;
- — cu afișaj de cote și comandă convențională.



ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁR ÉS DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1883

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXVIII, Nr. 12, DECEMBRIE 1976

CUPRINS

PROBLEME DE TRIBOLOGIE

Manea, Gh.: **Tribologia — domeniu de cercetare științifică de importanță deosebită.** 581
Beschia, R.: **Tipuri de frecare întîlnite în tehnică.** 584
Iliuc, I.: **Eficiența metodelor pentru determinarea proprietăților de antiuzură și antigripaj ale lubrifianților.** 589
Grigoriu, Th.: **Folosirea lubrifianților de răcire și ungere în prelucrarea metalelor prin așchiere.** 595
Pavelescu, D.: **Calculul statistic al uzurii, durabilității și fiabilității unor cuple de frecare segment-cilindru.** 603
Goos, W.: **Criterii noi utilizate în aprecierea calității uleiurilor aditivate de turbină.** 610
Petre, I., Ilisei, M.: **Considerații privind uleiurile și ungerea la motoarele de nave marine.** 617
Sălăjan, C., Pereș, Gh., Vulpe, V.: **Contribuții la cercetarea teoretică și experimentală privind sistemul de ungere a motoarelor de autovehicule.** 623

MANIFESTĂRI TEHNICO—ȘTIINȚIFICE

Demian, Tr.: **Conferința europeană de mecanică fină.** 627

RECENZII

Vasilescu, C. A.: **Karl Zinner — Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă.** 627
Vasilescu, C. A.,: **Darabont, A., Văiteanu, D. — Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor.** 628

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului centra de cercetări pentru construcțiile de mașini

---

Redactor: Șerban Teodorescu
Consultant științific: Grigoriu Theodor

S U M A R

CZ: 531.4 : 620.178.1 : 621.89

Manea, Gh. : **Tribologia — domeniu de cercetare științifică de importanță deosebită.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 581

CZ: 531.4 : 621.891 : 62

Beschia, R. : **Tipuri de frecare întîlnite în tehnică.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 584

CZ: 621.892 : 620.178.1.004.6

Iliuc, I. : **Eficiența metodelor pentru determinarea proprietăților de antiuzură și antigripaj ale lubrifianților.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 589

CZ: 621.892 : 621.91.07

Grigoriu, Th. : **Folosirea lubrifianților de răcire și ungere în prelucrarea metalelor prin așchiere.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 595

CZ: 620.178.1 : 621.891.001.2

Pavelescu, D. : **Calculul statistic al uzurii, durabilității și fiabilității unor cuple de frecare segment-cilindru.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 603

CZ: 621.165 : 621.892.099.6

Goos, W. : **Criterii noi utilizate în aprecierea calității uleiurilor aditivate de turbină.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 610

CZ: 621.431.74 : 621.89

Petre, I., Ilisei, M. : **Considerații privind uleiurile și ungerea la motoarele de nave marine.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 617

CZ: 621.431.73 : 621.89

Sălăjan, C., Pereș, Gh., Vulpe, V. : **Contribuții la cercetarea teoretică și experimentală privind sistemul de ungere a motoarelor de autovehicule.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 623

CZ: 681.01 : 374.5

Demian, Tr. : **Conferința europeană de mecanică fină.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 627

CZ: 621.431

Vasilescu, C. A. : **Karl Zinner — Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 627

CZ: 534 : 628.5

Vasilescu, C. A. : **Darabont, A., Văiteanu, D. — Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, p. 628

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.31.30 sau 50.40.90 și 50.50.25/interior 253. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, Sector 5, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : lei 150 anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : lei 70 anual. Costul unui exemplar : lei 8.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Informația", București, str. Brezoianu nr. 23—25, c. 1600

Taxele poștale plătite în numerar pentru anul 1976, conform aprobării C.P.T. nr. 137/6332/1975.

41.042

CONTENTS

DC : 531.4 : 620.178.1 : 621.89

Manea, Gh. : **Tribology — a particularly important area of scientifical research.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 581

DC : 531.4 : 621.891 : 62

Beschia, R. : **Friction types met in technology.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 584

DC : 621.892 : 620.178.1.004.6

Iliuc, I. : **Efficiency of determination methodes concerning lubricants properties in wear and gripping control.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 589

DC : 621.892 : 621.91.07

Grigoriu, Th. : **The use of cooling and lubricating oils in metals cutting.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 595

DC : 620.178.1 : 621.891.001.2

Pavelescu, D. : **Statistical calculus of wear rate, endurance and reliability of a ring/cylinder friction pair.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 603

DC : 621.165 : 621.892.099.6

Gooss, W. : **New criteria used in quality evaluation of inhibited turbine oils.**

onstrucţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 610

DC : 621.431.74 : 621.89

Petre, I., Ilisei, M. : **Considerations regarding oils and marine engines lubrication.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 617

DC : 621.431.74 : 621.89

Sălăjan, C., Pereş, Gh., Vulpe, V. : **Contributions to the theoretical and experimental research concerning the lubrication system of automotive engines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 623

DC : 681.01 : 374.5

Demian, Tr. : **European fine mechanics conference.**

Construcţia de maşini, 28 (1975), nr. 12, p. 627

DC : 621.431

Vasilescu, C. A. : **Karl Zinner — Surcharging internal combustion engines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 627

DC : 534 : 628.5

Vasilescu, C. A. : **Darabont, A., Văiteanu, D. — Noise and bivibrations control.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 628

ATTENTION!

Foreign readers can subscribe through ILEXIM—P.O. Box 136—137-telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

SOMMAIRE

CD : 531.4 : 620.178.1 : 621.89

Manea, Gh. : **La tribologie — un domaine de recherche scientifique de grande importance.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 581

CD : 531.4 : 621.891 : 62

Beschia, R. : **Types de frottement rencontrés en technique.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 584

CD : 621.892 : 620. 178.1.004.6

Iliuc, I. : **Efficience des méthodes de deformation des propriétés d'antiusure et antigrippage des lubrifiants.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 589

CD : 621.892 : 621.91.07

Grigoriu, Th. : **Utilisation des lubrifiants de refroidissement et de graissage dans l'usinage des métaux par enlèvement de copeaux.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 595

CD : 620.178.1 : 621.891.001.2

Pavelescu, D. : **Le calcul statistique de l'usure, de la durabilité et de la fiabilité des couples de frottement segment-cylindre.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 603

CD : 621.165 : 621.892.099.6

Gooss, W. **Nouveaux critères utilisés dans l'évaluation de la qualité des huiles additivées de turbine.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 610

CD : 621.431.743 621.89

Petre, I., Ilisei, M. : **Considérations sur les huiles et la lubrication des moteurs navales marines.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 617

CD : 621.431.73 : 621.89

Sălăjan, C., Pereş, Gh., Vulpe, V. : **Contributions à la recherche théorique et expérimentale, sur la système de graissage des moteurs d'autovéhicules.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 623

CD : 681.01 : 374.5

Demian, Tr. : **La Conférence européenne de mécanique fine.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 627

CD : 621.431

Vasilescu, C. A. : **Karl Zinner — La suralimentation des moteurs à combustion interne.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 627

CD : 534 : 628.5

Vasilescu, C. A. : **Darabont, A., Văiteann, D. — La lutte contre la pollution phonique et les vibrations.**

Construcţia de maşini, 28 (1976), nr. 12, p. 628

ATTENTION!

Les lectures étrangers de la revue pourront prendre des abonanements par ILEXIM-Serviciul export-import presă. **P.O. Box** 136—137-telex: 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. **3.**

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 531.4 : 620.178.1 : 621.89

Manea, Gh. : **Tribologie — ein besonders wichtiges Gebiet der wissenschaftlichen Forschung.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 581

DK : 531.4 : 621.891 : 62

Beschia, R. : **Reibungstypen aus der Technik.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 584

DK : 621.892 : 620.178.1.004.6

Iliuc, I. : **Aussagekraft der Prüfverfahren von Schmiermitteleigenschaften betreffs Verschleiss — und Festlauffestigkeit.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 589

DK : 621.892 : 621.91.07

Grigoriu, Th. : **Die Verwendung von Kühlungs— und Schmiermittel in der spannaufhebenden Mettalbearbeitung.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 595

DK : 620.178.1 : 621.891.001.2

Pavelescu, D. : **Statistische Berechnung des Verschleisses, der Dauerhaftigkeit und der Zuverlässigkeit eines Reibpaares Kolbenring/Zylinder.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 603

DK : 621.165 : 621.892.099.6

Gooss, W. : **Neue Bewertungskriterien legierter Turbinenöle.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 610

DK : 621.431.74 : 621.89

Petre, I., Ilisei, M. : **Betrachtungen über die Öle und die Schmierung von Schiffsmotoren.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 617

DK : 621.431.73 : 621.89

Sălăjan, C., Pereș, Gh., Vulpe, V. : **Beiträge zur theoretischen und experimentellen Forschung betreff des Schmierungssystems der Kraftwagenmotoren.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 623

DK : 681.01 : 374.5

Demian, Tr. : **Europäische Feinmechanikkonferenz.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 627

DK : 621.431

Vasilescu, C. A. : **Karl Zinner — Aufladen von Verbrennungsmotoren.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 627

DK : 634 : 628.5

Vasilescu, C. A. : **Darabont, A., Văiteanu, D. —Geräusch— und Schwingungsbekämpfung.**

Construcția de mașini, 28 (1976), Nr. 12, S. 628

Achtung!

Ausländische Leser können sich durch ILEXIM-Serviciul expor-import presă. P.O. Box 136—137, telex 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 531.4 : 620.178.1 : 621.89

Манеа, Гх.: **Трибология — область научного исследования первостепенной важности.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 581

ДК : 531.4 : 621.891.62

Беския, Р.: **Виды трения встреченны в технике.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 584

ДК : 621.892 : 620.178.1.004.6

Ильук, И.: **Эффективность методов для определения собственностей противизнашивания и антизаедания смазочных масел.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 589

ДК : 621.892 : 621.91.07

Григориу, Тх:. **Использование смазочных масел охлаждения и смазывания в обработке металлов по резаннию.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 595

ДК : 620 : 178.1 : 621.891. 001.2

Павелеску, Д.: **Статистический расчёт изнашивания, продолжительности и безопасности в работу некоторых соединительных муфт трения сегмент — цилиндр.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 603

ДК : 621.165 : 621.892.099.6

Гоосс В.: **Новые использованные критерия для суждения качесва адитивных масел турбины.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 610

ДК : 621.431.74 :621.89

Петре, И., Илисей, М.: **Соображения относится к маслам и мазыванию к двигательям морских судней.**

Construcția de mașini, 28 (1976) nr. 12, стр. 617

ДК : 621.431.73 : 621.89

Сэлэжан, К., Переш, Гх., Вулпе, В: **Вклады к теоретическому и экспериментальному исследованию относится к системy смазывания двигателей автомашин.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 623

ДК : 681.01 : 374.5

Демиан, Тр: **Европейская конференция тонкой механики.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 627

ДК : 621.431

Василеску, К. А.: **Карл Циннэр — Усиленное питание двигателей внутреннего сгорания.**

Constructii de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 627

ДК : 534 :628.5

Василеску, К. А.: **Дарабонт, А., Вэйтеану, Д. — Противодействие звучного загрязнения и вибрации.**

Construcția de mașini, 28 (1976), nr. 12, стр. 628

Внимание!

Читатели иностранных стран могу абонироваться при ILEXIM—serviciul export-import presă P.O. Box 136—137, telex 11226, str. 13 Decembrie nr. 3.

CZ: 531.4 ; 620.178.1 : 621.89

Tribologia — domeniu de cercetare științifică de importanță deosebită

Prof. emerit dr. docent Gh. **MANEA** — membru corespondent al Academiei Republicii Socialiste România

Interesul omului pentru problemele referitoare la frecare, ungere, uzură crește pe măsura dezvoltării tehnicii, a industriei, a societății de consum. Fenomenele de frecare-uzură au ca rezultat pierderea unor valori imense reprezentînd consum de energie și materiale datorită întreruperilor în funcționare și a efortului făcut pentru înlocuirea pieselor sau subansamblelor uzate. Corecta proiectare, tehnologie, întreținere au ca rezultat sporirea randamentelor mașinilor, prelungirea duratei de funcționare prin reducerea uzurilor, toate conducînd la economii anuale considerabile (de ordinul 0,5 ... 2% din venitul anual național după experți occidentali).

Efortul de cercetare științifică desfășurat, în afara granițelor și în țara noastră, pentru cunoașterea și stăpînirea problemelor foarte complexe și dificil de rezolvat privind frecarea, ungerea și uzura, este remarcabil. La același nivel de importanță se ridică aportul acestor cercetări în domeniul construcției de mașini — sub aspectul îmbunătățirii calitative, fiabilității și durabilității lor — în marile realizări contemporane — industrii aerospațiale, instalații nucleare, calculatoare ș.a. — în obținerea de materiale și lubrifianți cu calități îmbunătățite pentru condiții funcționale convenționale, precum și pentru realizarea unor condiții funcționale neconvenționale impuse de construcțiile de vîrf.

În sensul restrîns, al traducerii, prin „tribologie" se înțelege știința frecării. În sens lărgit, „tribologia" reprezintă **ramura de știință și tehnica realizării, îmbrățișînd cercetarea totalității fenomenelor de frecare, uzură și ungere, inclusiv aspectele constructive, tehnologice și de exploatare, privind suprafețele în contact, cu mișcare relativă, în interacțiune reciprocă.**

Astfel fiind, departe de a se limita la fenomene legate de diminuarea frecărilor prin lubrificație în unele organe de mașini, sau de folosire a frecării în cuplaje, frîne, șuruburi cu autoblocare ș.a. **tribologia cuprinde un cîmp extrem de larg de probleme privind aspectele fenomenologice de bază, construcția, tehnologia și exploatarea, în toate subramurile construcției de mașini :** mașini unelte, mașini de forță sau de lucru, mașini metalurgice, mașini miniere și de foraj, mașini de transport, mașini agricole, mașini de construcții, mașini textile, mecanică fină ș.a. Procesele de frecare și uzură care apar în cazul laminării între cilindri sau al trefilării, al rulării și frînării bandajelor pe șine sau anvelopelor pe suprafața șoselei, al forajului sau concasării, al lucrului elementelor mașinilor agricole în teren reprezintă numai cîteva exemple în care cercetarea științifică, fundamentală și aplicativă, își aduce și are încă de adus contribuția sa importantă.

În paralel, pentru micșorarea frecărilor și preîntîmpinarea și diminuarea efectelor distructive ale uzurii, activitatea de cercetare științifică a fost orientată și către elaborarea de noi materiale și aliaje, de tehnologii noi, de lubrifianți și aditivi corespunzători, apelînd în largă măsură la procese de sinteză, experimentări în laborator și pe agregate în funcționare. Aspectul tribologic a devenit parte integrantă din proiectare.

În țara noastră, cercetarea științifică în probleme de frecare, ungere, uzură nu numai că nu este nouă, dar se poate afirma că există școli de cercetare formate în acest domeniu, cu rezultate meritorii — apreciate în țară și în afara granițelor — unele marcate de prioritate, chiar înainte de imprimarea denumirii de tribologie ramurii de știință definite mai sus.

În Institutul Politehnic București, aspectele fenomenologice ale frecării, ungerii și uzurii, respectiv orientări asupra calculului în probleme de lagăre hidrodinamice, au fost predate încă din anul 1945, iar cercetări științifice fundamentale în domeniu s-au desfășurat în paralel, în Institutul de mecanică aplicată al Academiei R.S.R. — ulterior în Centrul de mecanică a solidelor, la INCREST și în Învățămîntul tehnic superior. Utilizarea materialelor plastice pentru cuzineți, cu deformații locale apreciabile sub acțiunea presiunii, a orientat cercetările și asupra aspectelor elastohidrodinamice.

În ultimii ani au fost date soluții pentru determinarea presiunilor, debitelor și rigidității în lagărele **hidrostatice**, fără canale longitudinale de curgere, elaborîndu-se și un program de calcul pe mașină electronică numerică. Se menționează de asemenea investigațiile asupra proceselor tribologice în funcționarea angrenajelor metalice și din materiale plastice.

Cercetări de înalt prestigiu internațional au fost efectuate în lubrificația cu gaze (metode de calcul al lagărelor aferente, influența caracterului molecular al mişcării şi a forţelor de inerţie, stabilitatea, lubrificaţia magneto-gazodinamică ş.a.). Au fost aduse contribuţii originale valoroase în domeniul lubrificaţiei în regim turbulent. Sînt în curs de cercetare regimurile tranzitorii în lagăre. Au fost efectuate studii asupra lagărelor pe vîrfuri.

Introducerea şi dezvoltarea fabricaţiei de rulmenţi în ţara noastră a fost susţinută prin ample cercetări ştiinţifice indigene, cu privire la aspectele de uzură în interdependenţă cu forma corpurilor de rulare, precum şi cu natura lubrificaţiei.

În paralel, au fost desfăşurate cercetări privind procesele în frecarea uscată şi la limită, aspectele mişcării sacadate, proprietăţile tribologice ale straturilor subţiri. Au fost oferite soluţii de apreciere cantitativă a uzurii folosind calculul statistic, realizîndu-se şi aparatura adecvată de măsură, cu reproductibilitate ridicată a rezultatelor.

În ceea ce priveşte **cuplul de materiale**, cercetările au îmbrăţişat influenţele naturii materialelor şi tehnologiei asupra comportării în funcţionare — frecare, uzură —şi asupra particularităţilor de calcul, folosind împerecheri diferite — metalice şi nemetalice — aplicări de straturi subţiri, tratamente diferite de suprafaţă. S-a cercetat, în deosebi în cazul materialelor plastice, interdependenţa dintre componenţa chimică, structura rezultată din tehnologie şi caracteristicile fizico-mecanice, limitele de utilizare a lor, efectul adaosurilor ameliorative.

De aceeaşi importanţă pentru ţara noastră sînt cercetările efectuate sau în curs efectuare asupra lubrifianţilor şi aditivilor: influenţa naturii lubrifiantului şi a vîscozităţii lui la presiuni înalte; mecanismul acţiunii aditivilor; influenţa adaosurilor de grafit şi de bisulfură de molibden asupra comportării lagărelor şi angrenajelor; elaborarea de noi aditivi şi lubrifianţi.

În afara contribuţiei la patrimoniul ştiinţei, marea majoritate a acestor cercetări şi-au găsit aplicarea practică. Ca o recunoaştere în plus a activităţii de cercetare desfăşurate, **România** a fost acceptată ca **membră fondatoare în Comisia internaţională de Tribologie**. În cadrul celei a IV-a Conferinţe de Mecanică, organizate prin colaborarea Academiei R.S.R., Ministerul Educaţiei şi Învăţămîntului şi Ministerul Industriei Construcţiilor de Maşini, din 18—20 decembrie 1975, lucrările referitoare la frecare, ungere, uzură au fost, pentru prima oară, prezentate într-o secţie separată de „tribologie". Acest fapt poate fi interpretat ca atenţie acordată acestei ramuri — relativ nouă ca atare — cît şi activităţii ce se desfăşoară în ţara noastră în problemele de natură tribologică.

Comunicările înscrise în programul secţiei de Tribologie s-au referit la cercetări în procese şi metode de calcul privind frecarea şi uzura, ungerea lagărelor, studiul lubrifianţilor, comportarea la frecare şi uzură a materialelor respectiv aliajelor folosite pentru cuplurile de frecare. Deşi, sub aspect cantitativ, numărul de comunicări nu reflectă lucrările efective de cercetare, din ţara noastră, conţinutul lor a pus în evidenţă amploarea investigaţiilor şi nivelul înalt de tratare atins în acest domeniu. Totalitatea temelor, de interes imediat sau în perspectivă apropiată pentru producţia ţării noastre, pune în lumină totodată cunoaşterea tematicii actuale legate de realizări de vîrf pe plan mondial, ca şi stăpînirea metodelor moderne în tratarea lor. S-a remarcat marele progres realizat în împletirea investigaţiilor analitice cu studiile experimentale; în paralel s-a oferit dovada convingătoare a modului în care cercetările cu caracter fundamental pot viza direct producţia.

În noul cincinal început, al afirmării revoluţiei tehnico-ştiinţifice în ţara noastră, revin —cercetătorilor în probleme de natură tribologică — sarcini sporite şi deosebit de importante, în legătură cu realizarea de produse şi tehnologii noi de înaltă tehnicitate şi îmbunătăţirea celor existente, astfel încît produsele să răspundă cerinţelor economiei naţionale şi să fie competitive pe plan mondial. În paralel, se impun acţiuni hotărîte pentru aplicarea rezultatelor lor, pentru realizarea de economii în proiectare, în fabricaţie şi în exploatarea utilajelor, direcţie în care, cum s-a arătat anterior, posibilităţile sînt imense.

Prin cercetări axate pe obiectivele majore, prioritare, conform directivelor Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român, rezultatele în probleme de tribologie pot contribui în largă măsură la:

— îmbunătăţirea indicilor economici şi constructivi ai maşinilor şi agregatelor;

— reducerea consumului de metal prin proiectare raţională;

— utilizarea de materiale noi, corespunzătoare condiţiilor funcţionale bazate pe viteze, presiuni şi temperaturi ridicate la nivelul progresului actual şi în perspectivă;

— mărirea preciziei şi siguranţei în funcţionare prin calcul corect, atît prin stăpînirea fenomenelor, cît şi prin echipamente de comandă şi control, cu folosirea automatizării;

— sporirea durabilităţii — în limita economică — prin micşorarea uzurilor;

— îmbunătăţirea tehnologiilor de prelucrare şi elaborarea de tehnologii noi care impun maşini unelte moderne, materiale noi pentru scule şi piese, regimuri intensive de lucru şi lubrifianţi tehnologici specifici.

Continuarea cercetărilor în domeniul lagărelor cu alunecare urmează să răspundă cerinţelor legate de realizarea motoarelor şi maşinilor de lucru înalt turnate. Interesează în mod deosebit lagărele supuse sarcinilor dinamice, cu presiuni specifice ridicate.

Elaborarea de programe complete şi complexe trebuie să ofere proiectanţilor noştri posibilităţi de optimizare **dimensională** şi **constructivă** pentru lagărele hidrodinamice, pentru cele hidrostatice, ca şi pentru cazul utilizării unor materiale uşor deformabile. Realizarea construcţiilor de maşini „de vîrf" şi dezvoltarea fabricaţiei de cuzineţi pentru lagăre cu alunecare în ţara noastră implică, aşa cum a fost în cazul rulmenţilor, studii în perspectivă nu numai pentru lagărele convenţionale, ci şi pentru cele neconvenţionale ca formă constructivă, lubrificaţie, regim funcţional, mediu ambiant.

Extinderea cercetărilor teoretice şi experimentale asupra rezemărilor aerostatice şi aerodinamice, dincolo de aplicabilitatea lor la broşele de rectificat, poate aduce la îmbunătăţiri calitative în construcţia de maşini (în special de maşini-unelte) sporind calitatea lor.

De interes pentru mecanica fină, dar şi pentru unele agregate fără supraveghere deosebită, sînt cuzineţii poroşi autolubrifianţi. Dată fiind interdependenţa, dificil de stabilit, dintre curgerea lubrifiantului stocat în porii cuzinetului şi procesele din stratul de ungere fus-cuzinet, precum şi importantul efect al temperaturii, problema este departe de a fi lămurită fenomenologic, cu atît mai puţin sub aspectul cuprinderii analitice complete şi corecte. Există aici contradicţii flagrante între abordarea cu ajutorul teoriei hidrodinamice şi unele cercetări experimentale care contestă existenţa unui asemenea regim de ungere.

Sînt încă necesare cercetări în probleme de contact de diferite tipuri, cu adîncirea aspectelor termo-elasto-hidrodinamice şi a celor de structură, pentru cunoaşterea efectelor stării reale de tensiuni, a coeficienţilor reali de frecare, a comportării la uzura de alunecare, la oboseală, la gripaj a cuplurilor corespunzătoare, cu considerarea naturii materialelor, calităţii suprafeţelor (rugozitate, ondulaţie, duritate), a condiţiilor funcţionale şi a celor de mediu, a naturii lubrifiantului, a felului lubrificaţiei şi stării de ungere. Depăşind domeniul lagărelor, rezultatele unor asemenea cercetări îşi găsesc aplicarea la roţi dinţate, cuplaje şi ambreiaje, frîne, came şi organe de comandă, pistoane şi cilindri, etanşări, valţuri pentru metale, cauciuc, materiale plastice, ş.a.

Construcţiile aero-spaţiale, agregatele instalaţiilor nucleare, vitezele mult sporite ale mijloacelor de transport terestru şi eventual soluţiile noi (de ex. pe pernă la aer), forajul maritim oferă tribologiei un larg cîmp de studiu.

În domeniul prioritar al maşinilor-unelte, problemele de natură tribologică vizează nu numai partea organologică, ci însuşi procesul de lucru prin acţiunea sculă-material de prelucrat în care intervin procese de frecare, de deformaţii, de desprinderi de aşchii, procese termice ş.a. În zona de lucru, în condiţiile unor regimuri severe de aşchiere, a unor materiale cu prelucrabilitate redusă şi a unei calităţ superioare pentru suprafaţa prelucrată, fluidul de răcire şi ungere are o importanţă deosebită asupra durabilităţii sculelor şi a productivităţii operaţiei (permite regimuri intensive şi schimbări-reglări de scule la intervale mai mari de timp) realizînd efecte economice considerabile.

Este necesar ca specialiştii în domeniul tribologiei să-şi orienteze mai mult atenţia asupra construcţiei şi funcţionării maşinilor agricole şi anume, atît asupra cuplurilor funcţionale în sistemul organologic, cît şi asupra elementelor tăietoare. În primul caz, condiţiile de uzură sînt deosebite prin neuniformitatea solicitărilor şi condiţiile de mediu (praf, umiditate) cu totul defavorabile ; în al doilea caz, intervin proprietăţile particulare ale solului respectiv şi ale plantelor asupra cărora lucrează elementele metalice tăietoare. Prin micşorarea uzurilor în acest domeniu pot fi aduse economii deosebit de mari.

Asupra preciziei şi durabilităţii aparatelor şi mecanismelor de mecanică fină — domeniu de asemenea prioritar — de la aparatajul de cîntărit, cel de măsurat diferite mărimi fizice, pînă la calculatoare şi mecanismele de orologerie industrială (care folosesc organe de maşini adaptate la specific dar şi elemente proprii), frecarea şi uzura au o influenţă hotărîtoare, astfel încît cercetările problemelor de natură tribologică trebuie să se bucure de aceeaşi prioritate. Îşi găsesc aici aplicarea lubrificaţia cu lichide, lubrificaţia cu aer, autolubrificaţia, frecarea uscată.

Trebuie sporit aportul cercetării în probleme de natură tribologică în celelalte ramuri ale construcţiei de maşini, menţionate anterior.

În tratarea modernă a problemelor dificile de frecare, ungere şi uzură, modelarea matematică a proceselor şi metodele statistice în abordarea analitică sub aspect cantitativ, respectiv în interpretarea rezultatelor experimentale asupra uzurii, oferă posibilităţi sporite de apropiere de realitate. În ultimul timp, abordarea analitică cu ajutorul elementelor finite oferă posibilităţi sporite de rezolvare.

O atenţie deosebită în problemele de frecare şi uzură trebuie acordată transmisibilităţii rezultatelor obţinute în laborator, asupra cuplurilor reale, date fiind nu numai diferenţele uneori existente sub aspectul cinematic sau al naturii contactului dar, mai ales, modul de disipare a căldurii — element determinant — legat de formă, masivitate, condiţii de mediu.

Efortul material pentru crearea în ţară a posibilităţilor de experimentare cu modelări ale condiţiilor de lucru, prin programare, reprezintă o necesitate legată de sporirea preciziei valabilităţii rezultatelor pentru cazul specific studiat.

Alegerea uleiurilor în funcţie de scop, solicitarea uleiurilor în motoarele supraalimentate, prelungirea duratelor de schimb a uleiurilor pentru reductoarele industriale, metodele pentru stabilirea caracteristicilor de performanţă ale fluidelor tehnologice de aşchiere sînt cîteva cerinţe ale producţiei adresate cercetării în legătură cu materialele de ungere.

De mare interes economic sînt îmbunătăţirea calitativă a uleiurilor industriale şi regenerarea lor după utilizare. Cerinţele de economie impun de asemenea considerarea prin prisma cercetării ştiinţifice a normativelor de întreţinere şi consum în tehnica ungerii, ca şi organizarea tehnicii ungerii în întreprinderile industriale.

În cîmpul vast al tribologiei, cele menţionate aici nu pot reprezenta decît exemplificări şi unele sugestii.

Dată fiind dispersia mare a forţelor de cercetare şi bazei materiale, apare evidentă necesitatea concentrării lor, a unei orientări mai precise pe probleme prioritare, a coordonării eforturilor.

Marele volum de probleme care îşi cer rezolvarea atrage atenţia asupra condiţiei de sporire a potenţialului de cercetare, a completării bazei materiale şi a şcolarizării la diferite nivele a specialiştilor tribologi.

Se impune o colaborare mai strînsă între cercetătorii ştiinţifici din învăţămîntul tehnic superior, institute departamentale ale MICM şi MICh, INCREST, CMS cu scopul de a depista şi rezolva problemele prioritare complexe prin programe.

Aceasta presupune încredere în capacitatea de creaţie românească, viziune în perspectivă, înţelegere reciprocă, limbaj comun.

Cercetătorii din domeniul tribologiei au depus un efort deosebit şi pe această linie, prin rezolvarea unor probleme cerute de producţie, difuzarea rezultatelor cercetărilor lor, contribuţia la ridicarea nivelului de cunoştinţe în masa proiectanţilor şi în întreprinderi.

Date fiind dificultăţile şi amploarea acţiunii de colectare a informaţiilor, de aplicare a normativelor, de introducere a unei ordini prin măsuri organizatorice, devine necesară intervenţia şi coordonarea din partea forurilor superioare de resort.

◆

CZ: 531.4 : 621.891.62

Tipuri de frecare întîlnite în tehnică

Conf. Radu **BESCHIA** – Universitatea Galaţi

1. Frecarea, parte componentă a tribologiei

Ca urmare a cercetărilor întreprinse în ultimele decenii, la graniţa dintre mecanica solidelor şi mecanica fluidelor a apărut ştiinţa tribologiei definită de Tabor [1] ca fiind **„ştiinţa şi tehnologia interacţiunii suprafeţelor de mişcare relativă şi a aplicaţiilor ce rezultă"**. Tribologia presupune trei domenii distincte în strînsă legătură unele cu altele şi care se interacţionează reciproc : frecarea, uzura şi lubrificaţia.

Constatările şi studiile întreprinse au arătat că majoritatea organelor de maşini se distrug nu atît prin solicitări mecanice şi termice cît mai ales prin uzură, datorită în primul rînd unor surse de frecări necontrolate, şi deci nestăpînite, şi unei lubrificaţii necorespunzătoare, sau ceea ce este mai grav, chiar unei absenţe a lubrifiantului. Se apreciază că pe plan mondial deteriorarea anuală a maşinilor datorită uzurii este echivalentă cu distrugerea a 20% din numărul lor total [2].

Cercetările în domeniul lubrificaţiei sînt mai avansate decît în frecare-uzură şi ca atare şi folosirea instrumentului matematic este mai accentuată în acest domeniu. În ceea ce priveşte frecarea şi uzura se face apel mai mult la statistica matematică şi la calculator, datorită multitudinii de factori aleatorii care intervin, precum şi datorită complexităţii fenomenului şi acţiunii simultane a diferiţilor factori care apar.

În esenţă tribologia urmăreşte prelungirea duratei de funcţionare a maşinilor şi instalaţiilor cu randament ridicat, prin combaterea sau eliminarea uzurii, atît prin cunoaşterea cauzelor (fenomenul frecării), cît şi prin prevenirea sau eliminarea uzurii prin folosirea unei lubrificaţii şi a unor lubrifianţi corespunzători.

Complexitatea fenomenului frecare-uzură-ungere a făcut ca cercetările experimentale să fie încă în curs, nu toate ipotezele fiind verificate în practică.

Modelarea fenomenului, modelarea frecării, necesită tribometre adecvate şi specifice şi alegerea cuplului de frecare capabil să asigure o bună reproductibilitate a fenomenului real. De cele mai multe ori însă concordanţa dintre modelare şi realitate nu se poate realiza în totalitate datorită în primul rînd mulţimii şi complexităţii factorilor care influenţează direct frecarea.

Diversitatea aspectelor procesului frecării a creat multe dificultăți în conturarea definiției frecării.

Normele germane (DIN 50281) definesc frecarea ca fiind rezistența care frînează (cazul frecării cinetice) sau împiedică (cazul frecării de repaos) mișcarea relativă de alunecare sau de rostogolire a două corpuri, cu precizarea „fără distrugerea suprafețelor în contact”. Deși în unele situații frecarea constituie un avantaj (frîne, ambreiaje, transmisii prin fricțiune etc...), totuși în majoritatea cazurilor frecarea aduce prejudicii imense omenirii.

Astfel se estimează că pe plan mondial $\frac{1}{3}-\frac{1}{4}$ din energia produsă în lume este consumată prin frecare, atît în interiorul mașinilor prin mișcarea relativă a pieselor componente, cît și prin deplasarea mașinilor în mediul înconjurător.

Comportarea eficientă în exploatare a organelor de mașini depinde nu numai de rezistența mecanică sau termică, de mărimea și natura deformațiilor, ci și de aspectele geometrice, fizice și chimice ale suprafețelor, care influențează jocurile, proprietățile adezive, scurgerea fluidelor, transferul de căldură etc.

Cunoașterea profundă a proceselor de frecare, alegerea cuplurilor optime de materiale pentru suprafețele în mișcare relativă, indicarea și mai ales respectarea tehnologiei pentru realizarea calităților de suprafață necesare, ungerea corectă cu lubrifianți corespunzători condițiilor de funcționare, folosirea formei pentru obținerea stărilor favorabile de ungere, reprezintă căi eficiente de combatere a frecării și de diminuare a distrugerilor pe care le provoacă [3].

2. Clasificarea frecărilor. Suprafețe și forțe de frecare

Din punct de vedere cinematic frecarea poate fi de alunecare, de rostogolire sau mixtă, rezultînd din suprapunerea celor două, atunci cînd se produc simultan. S-ar mai putea spune că există o frecare statică, necesară pentru a iniția deplasarea relativă, și frecarea cinetică, care se manifestă sub forma unei forțe necesare pentru menținerea ulterioară a mișcării relative, în anumite stadii de ungere.

Procesul complex al frecării este încă departe de a fi clarificat și stadiul actual prin care se încearcă studierea numai prin prisma coeficientului de frecare nu epuizează problema, ci dimpotrivă lasă poarta deschisă pentru cercetări ulterioare. Geometria și microgeometria suprafețelor sînt într-o influență reciprocă cu procesul complex frecare-uzură. Suprafețele metalice, netede sau rugoase se comportă, în aer, diferențiat față de vid sau în atmosferă controlată (argon, neon, etc ...), starea suprafețelor suferind modificări esențiale, cu consecințe în adîncimea materialului.

După Coubet [6] suprafața de frecare prezintă patru zone caracteristice și anume (fig. 1).

— stratul adsorbit (1)
— stratul amorf (2)
— stratul cu structură cristalină deformată (3)
— stratul cu structură cristalină intactă (4)

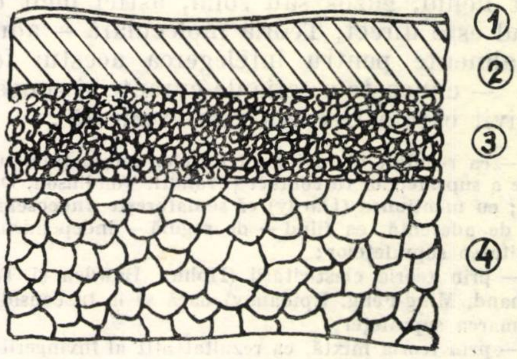


Fig. 1

În stratul (1), adsorbit, acționează cîmpul de forțe Van der Waals, pe o adîncime de 2—80 Å, dependent de material și de mediul respectiv.

Stratul (2) amorf, are structura cristalină distrusă, pe o adîncime de 0,1—5 μm și după Beilby existența sa nu poate fi contestată.

Stratul (3) are o adîncime de 10—50 μm, cu structura cristalină deformată, fiind un strat ecruisat.

Stratul (4) cu adîncime mare (0,02—0,5 mm) este în curs de ecruisare, avînd structura cristalină neatacată și fiind accesibil forțelor de frecare.

Frecarea analizată ca parte integrantă a tribologiei, deci în strînsă legătură cu prezența lubrifiantului, prezintă cîteva stadii și anume [4], [5]:

2.1. frecarea pură;

2.2. frecarea uscată, caracterizată prin contactul direct al suprafețelor, între care nu se interpune nici un film de lubrifiant;

2.3. frecarea la limită, cunoscută sub aspectul ungerii ca o lubrificație — limită, după Reynolds, care descrie fenomenul la interfața metalului cu lubrifiantul;

2.4. frecarea mixtă sau semifluidă, care apare la limita frecării fluide;

2.5. frecarea fluidă sau regimul hidrodinamic, prin care teoretic se asigură separarea perfectă a suprafețelor solide printr-un film continuu de lubrifiant.

2. 1. Frecarea pură.

Se consideră că frecarea pură apare între suprafețe fără pelicule de absorție sau compuși chimici de orice natură. Aceste suprafețe se formează mai ales în cazul unor deformații plastice mari, cînd peliculele fragile se distrug, dezgolind suprafața curată. Frecarea pură este însoţită de prinderea una de alta a suprafeţelor în contact, prin formarea unor noduri de prindere [5].

2.2. *Frecarea uscată*

Frecarea uscată este forma de frecare care apare atunci cînd între cele două suprafeţe în mişcare relativă nu există nici un strat intermediar, străin, de oxizi, umiditate, lubrifiant lichid, gazos sau solid, astfel încît contactul este direct. Teoria moleculară — admisă actualmente pentru înţelegerea acestui fenomen — cunoaşte o serie de curente şi concepţii potrivit cărora frecarea este explicată :

a — ca rezultat al învingerii forţelor interacţiunii moleculare a suprafeţelor în contact (Prandtl, Tomlinson, Dereaghin); cu menţiunea (Hardy) că se datoreşte îndeosebi forţelor de aderenţă, ea fiind — de regulă — independentă de rugozitatea suprafeţelor;

b — prin teoria elasticităţii (Holm, Bowden şi Tabor, Merchand, Ming-Feng, Epidanov) dacă se ia în considerare deformarea suprafeţei;

c — prin teoria mixtă, ca rezultat atît al învingerii aderenţei, cît şi al deformării suprafeţelor (Ernst, Merchand şi Kraghelski);

d — prin teoria energetică — cuantică (Davies, Semenov, Kuzneţov), care analizează procesul complex frecare-uzură;

e — prin teoria electrostatică (Schnurman, Warlow-Davies) care presupune un transfer de electroni între suprafeţele de contact şi menţinerea unei diferenţe de potenţial electric.

Frecarea nu poate fi privită ca un fenomen izolat, ci numai împreună cu uzura, ele condiţionîndu-se reciproc, deoarece rezistenţa la deplasarea relativă a suprafeţelor în contact duce la uzură şi încălzire, care la rîndul lor influenţează în continuare fenomenul complex al frecării.

Adevărul cu privire la teoria frecării rezidă în coroborarea tuturor teoriilor şi că forţa de frecare ar fi o însumare a eforturilor necesare pentru forfecarea microasperităţilor, pentru producerea deformaţiilor locale plastice sau elastice, pentru învingerea interacţiunii moleculare etc ...

2.3. *Frecarea limită*

Frecarea limită sau onctuoasă este caracterizată prin interpunerea unuia sau mai multor straturi subţiri moleculare de lubrifiant, care de regulă împiedică contactul direct. Această formă de frecare studiată de Bowden, Dereaghin, Kraghelski, Tomlinson, Rabinowitz, Tancas şi în special Hardy, a fost contestată de prof. Vogelpohl din Göttingen.

Noţiunea de frecare (ungere) la limită reprezintă un stadiu intermediar între frecarea uscată şi cea fluidă bazat pe proprietatea de onctuozitate a lubrifianţilor, pe proprietatea de a avea o puternică afinitate faţă de suprafeţele metalice. Filmul de ulei reduce doar (nu elimină cu totul) contactul metal-metal; el constă dintr-un strat de cîteva molecule, care nu este continuu, deoarece chiar pe suprafeţe finisate există microasperităţi (puse în evidenţă prin metode de difracţie) de ordinul 10^{-4} microni.

Procesele de legătură din straturile marginale de trecere de la metal la lubrifiant sînt de natură fizico-chimică. Asemenea legături între molecule pot avea loc fără modificarea structurii interne a moleculelor (fenomen de adsorbţie), sau cu modificarea acestei structuri şi realizarea de noi legături chimice (fenomen de chemisorbţie).

După Hardy există o dependenţă a coeficientului de frecare faţă de greutatea moleculară a lubrifiantului, iar după Davies [7] şi de suprafaţa aparentă de contact şi depinde direct de rezistenţa de forfecare a materialului şi invers proporţional cu presiunea de curgere a metalului.

S-a constatat că filmele de lubrifiant chemisorbite (săpun chemisorbit sau sulfură de fier) au o rezistenţă mai mare la frecare decît cele adsorbite, în schimb nu asigură lubrificarea decît la sarcini, temperaturi şi viteze de alunecare moderate, avînd şi punct de topire coborît.

Valoarea coeficientului de frecare de alunecare cinetic n-a putut fi determinată decît experimental şi ea diferă de la cuplu la cuplu de frecare.

Astfel după Kuzmin şi Mişarin, pe baza teoriei lui Petrusevici de la roţile dinţate, se recomandă relaţia :

$$\mu_{ak} = \frac{A}{\eta_0^{\alpha} \cdot v_e^{\beta} \cdot v_a^{\gamma}} \tag{1}$$

unde :

η este vîscozitatea uleiului
v_e este viteza de rostogolire
v_a este viteza de alunecare
α, β, γ sînt coeficienţi

Cu titlu informativ, Pavelescu [2], recomandă valori ale lui μ_{ak} şi μ_{rk} în condiţiile frecării limită (tabel 1).

Tabelul 1

Materialele cuplei de frecare	Lubrifiantul	μ_{ak}	μ_{rk}	Observaţii
oţel pe oţel, fontă, bronz aliaj antifricţiune	ulei mineral	0,1 ÷ 0,16	—	strat molecular
idem	acizi graşi acid stearic lauric	0,05 ÷ 0,12 0,1 ÷ 0,4	—	funcţie de starea de agregare
rulment cu bile	ulei mineral	—	0,006	

2.4. *Frecarea mixtă.*

Frecarea mixtă, denumită şi semi-fluidă, reprezintă frecarea în condiţiile existenţei simultane a unei contribuţii parţiale a presiunilor hidrodinamice, însoţite de contactul parţial direct al vîrfurilor extreme ale asperităţilor, care sînt nu numai deformate, ci şi forfecate (fig. 2).

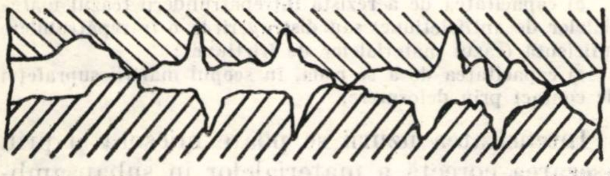


Fig. 2

Regimul de frecare şi deci şi de lubrificaţie (mixt) se caracterizează prin ponderea diferită a fiecărui stadiu, uscat şi fluid, în funcţie de structura cristalină a suprafeţelor metalice, de natura lubrifiantului şi de condiţiile de funcţionare. Acest regim este caracteristic stărilor tranzitorii ale maşinilor şi utilajelor (pornire-oprire), cînd pelicula de lubrifiant încă nu s-a stabilizat şi viteza n-a ajuns încă în faza nominală.

2.5. *Frecarea fluida*

Frecarea fluidă apare atunci cînd între suprafeţele în mişcare relativă există un film continuu de lubrifiant, contactul direct între zonele de contact fiind cu totul exclus (fig. 3a).

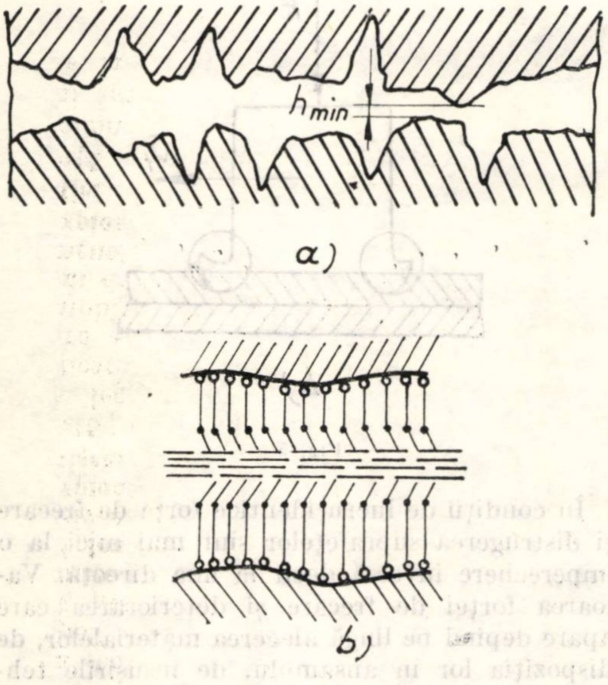


Fig. 3

Permanent există straturi de lubrifiant libere de acţiunea suprafeţelor metalice, grosimea h_{min} după unii autori [2] fiind de aproximativ de 10^{-4} cm (fig. 3 b). La deplasarea relativă a suprafeţelor solide straturile aderente de lubrifiant, prin acţiunea vîscozităţii, pun succesiv în mişcare straturile vecine. Sarcina exterioară este suportată de forţa rezultată din presiunile existente în filmul de lubrifiant, care poartă numele de portanţă. Fluidul are tendinţa de a trece din zonele cu presiune mai ridicată în zone cu presiune mai scăzută şi cu cît se împiedică mai mult această curgere, cu atît filmul îşi menţine o capacitate portantă mai mare.

Această ungere fluidă este dependentă de o serie de parametri, dintre care mai importanţi sînt : forma interstiţiului în care se aşază filmul de ulei, aderenţa şi vîscozitatea lubrifiantului, natura suprafeţelor, cantitatea de lubrifiant. Se consideră două posibilităţi de a crea presiune practic utilizabilă în filmul dintre cele două suprafeţe în mişcare relativă :

A. Metoda hidrostatică, la care se introduce cu o pompă din exterior lubrifiant, la un debit suficient şi presiune necesară, pentru a menţine un film continuu chiar între suprafeţe paralele, în mişcare relativă sau în repaos.

B. Metoda hidrodinamică la care fluidul este introdus din exterior fără presiune, sau cu presiune redusă, portanţa fiind obţinută atît printr-o viteză relativă suficientă cît şi printr-o formă adecvată a interstiţiului dintre suprafeţe. Presiunea ia naştere numai dacă înălţimea interstiţiului se micşorează, în direcţia mişcării.

Frecarea fluidă nu este condiţionată numai de folosirea uleiurilor sau a grăsimilor ca lubrifiant, stratul care separă suprafeţele metalice putînd fi constituit din ulei, gaze, aer, apă. Menţionăm ca forme de lubrificaţie fluidă :

a) Lubrificaţia cu gaze sau cu aer, care oferă avantajul unor frecări şi uzuri reduse, temperaturi ridicate sau scăzute, funcţionarea fără vibraţii [8]. Dezavantajul acestei lubrificaţii constă în aceea că necesită prelucrări foarte precise şi în plus pericolul apariţiei frecării uscate la pornire şi oprire, mai ales la maşinile cu turaţii de peste 30 000 rot/min. Această formă de lubrificaţie apare atît în regim laminar, cît mai ales turbulent (cazul lagărelor).

b) Lubrificaţia magneto, hidro şi gazodinamică care presupune acţiunea unui cîmp magnetic exterior în vederea creşterii portanţei. Printr-o ionizare puternică a gazului lubrifiant s-a constatat o mai bună funcţionare, în cazul lagărelor.

c) Lubrificaţia elastohidrodinamică, formă care constituie o teorie nouă cu aplicaţie corespunzătoare în practică, constă în esenţă din luarea în considerare a influenţei deformării zonei de contact asupra regimului de ungere şi a distribuţiei de presiuni.

Această teorie nouă, spre deosebire de cea clasică a lui Hertz-Bussinesq care admitea perpendicularitatea forţelor şi a planului tangent în zona de contact, ia în seamă cazul real, tridimensional şi ţine seamă de tensiunile de suprafaţă.

3. Delimitarea regimurilor de frecare

Coeficientul de frecare μ_a static și mai ales cinetic depinde de natura regimului de frecare și ungere. Astfel după Philippovich, pe cale experimentală, au fost stabilite următoarele valori, care, cu suficientă aproximație, caracterizează regimurile de frecare (tabelul 2).

Tabelul 2

Felul frecării	Felul ungerii	Valoarea aproximativă a lui μ_a
frecare uscată	fără ungere	0,3
frecare la limită	ungere la limită	$0{,}1 \div 0{,}3$
frecare mixtă	ungere mixtă	$0{,}005 \div 0{,}1$
frecare fluidă	ungere hidrodinamică	$0{,}001 \div 0{,}05$

Cercetările lui Dreyer în cazul unei cuple de frecare metal-plastic au dus la concluzia că μ_{ak} depinde de presiunea de contact și de viteza deplasării, așa cum este arătat în figura 4.

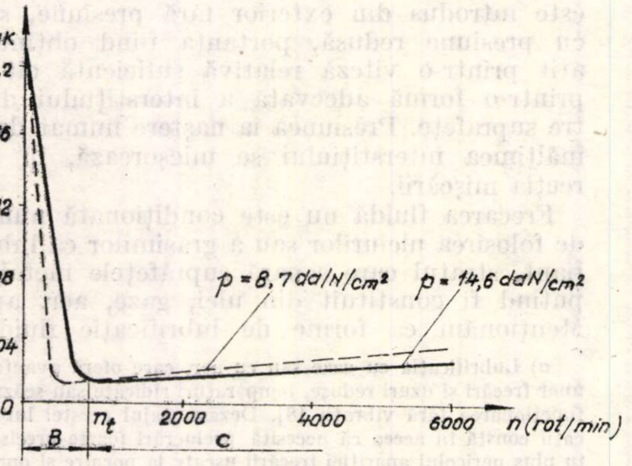


Fig. 4

4. Alegerea materialelor cuplei de frecare

O problemă deosebit de importantă în practica inginerească a frecării este alegerea corespunzătoare a materialelor cuplei de frecare, astfel ca să se obțină o uzură minimă [12].

Pe suprafețele în frecare nu trebuie să apară zgîrieturi adînci, ceea ce se realizează prin mărirea rezistenței corpului în adîncime $\left(\frac{d\tau_f}{dh} > 0\right)$ și pe de altă parte să se asigure prezența unor pelicule de lubrifiant pe suprafața de frecare, iar în lipsa lor să se aleagă corect materialele în frecare și anume :

— să se combine un metal foarte dur cu un metal moale, avînd temperatura de recristalizare sub temperatura care apare în subansamblul în frecare ;

— să se folosească două metale foarte dure și neplastice ;

— să se combine un metal cu un material nemetalic (masă plastică, grafit etc ...).

La alegerea materialelor în frecare trebuie să se ia în considerație următoarele caracteristici importante :

a) capacitatea de a rezista la formarea de zgîrieturi adînci ;

b) capacitatea de a rezista întrepătrunderii (cazul materialelor de antifricțiune) sau distrugerii la o întrepătrundere suficientă (cazul materialelor de fricțiune) ;

c) capacitatea de a se roda, în scopul măririi suprafeței de contact prin deformare.

Intensitatea uzurii se poate micșora și prin așezarea corectă a materialelor în subansamblul respectiv. În funcție de duritatea *H* și de suprafața de contact *S*, după Garkunov se pot face două feluri de așezări :

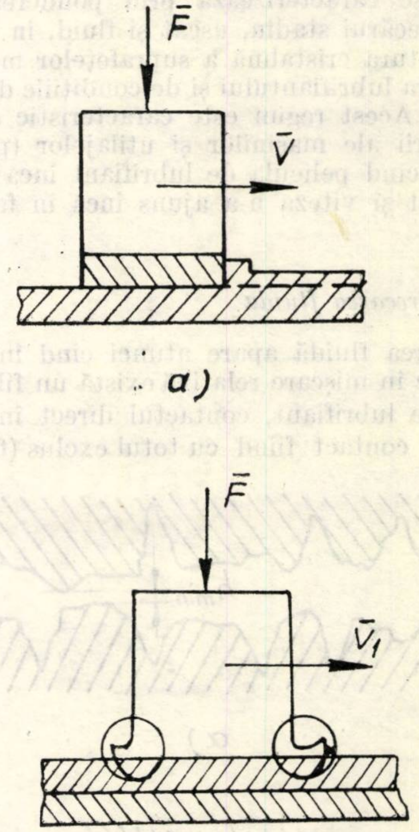


Fig. 5

În condiții de lucru identice forța de frecare și distrugerea suprafețelor sînt mai mici la o împerechere inversă decît la una directă. Valoarea forței de frecare și deteriorarea care apare depind pe lîngă alegerea materialelor, de dispoziția lor în ansamblu, de însușirile tehnologice ale construcției și de asigurarea rezistenţei ansamblului, iar în final se impune ca din mai multe variante posibile să se aleagă soluţia de maximă economicitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tabor, D.* : The Contribution of the Physicist to Tribologie, The Inst. of. mech. Engineers Proceed, 1966—1967, 181, Part. 30, London.

[2] *Pavelescu, D.* : Concepţii noi, calcul şi aplicaţii în frecarea şi uzarea solidelor deformabile, Ed. Academiei, Bucureşti, 1971.

[3] *Vasilca, Gh., Biţă O.* : Proces de lubrificaţie, frecare şi uzură la suprafeţele metalice, Ed. Academiei, Bucureşti, 1967.

[4] *Manea, Gh.* : Organe de maşini, vol. I, Ed. tehnică, Bucureşti, 1970.

Summary

This paper presents the types of friction met with in mechanical engineering, including the lubrication peculiarities and the specific domains in which they are applied.

In the end the criteria to select materials for friction torque are also presented.

Résumé

Cet ouvrage presente les types de frottement rencontres en technique, avec les particularités respectifs de graissage, et la delimitation des domaines d'application.

Finalement on indique le criterium de choisir les materiaux du couple de frottement.

[5] *Kraghelski, V.*: Trenie i iznos, Ed. maşinostroenie, Moscova, 1968.

[6] *Coubet, J. H.* : Théorie et pratique industrielle du frottement, Ed. Dunod, Paris, 1964.

[7] *Davies, R.* : Boundary Lubrication, Lubrication conf., London, 1947.

[8] *Constantinescu, V. N.* : Lubrificaţia cu gaze, Ed. Academiei, 1963.

[9] *Dowson, D., Higginson, G. R.* : Elasto-Hydrodynamic Lubrication, Pergamon Press, Londra, 1966.

[10] *Theyse, F. H. (Von).* : Elastohydrodynamic Schmiertechnik, 15, 1, 1968.

[11] *Dreyer, H., Strickle, E.* : Les matières plastiques dans la fabrication d'éléments de machines, Révue Franç. des Techn. mondiales, mars, 1970.

[12] *Kraghelski, V., Vinogradova, E.* : Coeficienţii de frecare, Ed. tehnică, Bucureşti, 1957.

Zusammenfassung

In dieser Arbeit stellt man die in der Technik auftauchenden Reibungstypen dar, zusammen mit den diesbezüglichen Schmierbesonderheiten und mit der Abgrenzung der Anwendungsgebieten aus der Technik.

Zur Ende, werden die Kriterien des Materialauswahls für den Reibpaar angegeben.

Резюме

В данной работе рассматриваются типы трения, встречаемые в технике, с установлением особенностей их смазки и отраслей использования в технике.

В итоге, показаны критерии выбора материала для изготовления трущейся мары.

CZ: 621.892 : 620.178.1.004.6

Eficienţa metodelor pentru determinarea proprietăţilor de antiuzură şi antigripaj ale lubrifianţilor

Dr. ing. I. ILIUC – Centrul de mecanică a solidelor Bucureşti.

Una din condiţiile folosirii eficiente a lubrifianţilor este alegerea lor, corespunzătoare condiţiilor de lucru din organul de maşină care urmează a fi lubrificat. În funcţie de condiţiile generale de lucru precum şi de maşină, se va alege lubrifiantul ale cărui proprietăţi sînt cel puţin acoperitoare, fără însă să le depăşească cu mult. Utilizarea unor lubrifianţi cu performanţe inferioare poate conduce la avarii, iar folosirea unor lubrifianţi cu performanţe superioare reprezintă o cheltuială inutilă. În ambele cazuri folosirea lubrifianţilor este necorespunzătoare şi determină o creştere a cheltuielilor.

Alegerea optimă a lubrifiantului implică deci definirea cît mai exactă atît a condiţiilor de lucru ale organului de maşină, cît şi a proprietăţilor lubrifiantului. Stabilirea condiţiilor de lucru ale organului de maşină revine proiectantului şi tehnologului mecanic, iar determinarea (şi ameliorarea) caracteristicilor lubrifiantului revine inginerilor şi tehnologilor chimişti. Colaborarea directă între ei, sau mai bine prin intermediul unor tribologi, va fi singura în măsură să asigure obţinerea unor bune rezultate în folosirea lubrifianţilor.

Pentru definirea unui lubrifiant se folosesc aşa-numitele „specificaţii''. Specificaţiile, prezentate sub forma unor liste de condiţii fizicochimice pe care lubrifiantul trebuie să le îndeplinească, împreună cu procedeul de obţinere asigură menţinerea calităţii produsului. În tabelul 1 sînt date cele mai importante proprietăţi fizico-chimice ale lubrifianţilor de angrenaje pentru care există metode de determinare standardizate în ţară.

De remarcat că din cele 16 proprietăţi numai trei intervin direct în comportarea la uzare şi gripaj şi anume vîscozitatea, indicele de vîscozitate prin grosimea peliculei de lubrifiant şi încercarea pe maşina cu patru bile pentru gripaj şi uzură. Dacă se exceptează vîscozitatea, mărime a cărei determinare este simplă şi din această cauză bine pusă la punct, rămîne o singură metodă de determinare, acceptată de STAS, a proprietăţilor de antiuzură şi antigripaj. Însă tocmai aceste proprietăţi determină durabilitatea şi fiabilitatea organului de maşină. Apare o discrepanţă între importanţa proprietăţilor amintite şi ponderea lor în lista condiţiilor impuse. Cauza principală a acestei situaţii rezidă în complexitatea procesului de uzare şi gripaj, fapt care crează mari dificultăţi în modelarea acestor procese. Deşi puţine la număr şi relativ recent introduse în diferite standarde, metodele pentru studiul proprietăţilor tribologice au fost intens studiate, fiind dezvoltate în decursul timpului un mare număr de asemenea metode. Cunoaşterea acestor metode permite caracterizarea mai precisă a lubrifianţilor şi a domeniilor lor de utilizare.

Tabelul 1

Proprietăţile fizico-chimice ale lubrifianţilor de angrenaje

Proprietate	Metode de analiză STAS
1. Densitate	35—73
2. Inflamabilitate	5489—56
3. Vîscozitate cinematică la 50°C	117—66
4. Vîscozitate cinematică la 100°C	117—66
5. Indice de vîscozitate D.D.	55—70
6. Punct de congelare	39—56
7. Aciditate organică mg KOH mg/g ulei	23—68
8. Aciditate minerală şi alcalinitate	22—64
9. Conţinut de apă	24—72
10. Impurităţi mecanice %	33—71
11. Cenuşă %	38—72
12. Tendinţă de spumare	7423—70
13. Cifra de Cocs mit Couradson	28—69
14. Culoare ASTM	34—67
15. Probe de coroziune	
— pe lame de cupru la 100°C	
— pe lame de cupru la 50°C	40—61
16. Rezistenţa la presiuni mari pe maşina cu 4 bile	8618—70

Metode şi instalaţii pentru determinarea proprietăţilor de antiuzură şi antigripaj ale lubrifianţilor

Instalaţiile de laborator pentru determinarea proprietăţilor de antigripaj şi antiuzură pot fi grupate în două categorii mari :

a) instalaţii care modelează, pe cuple cu configuraţie de obicei simplă, procesul de frecare din cuplele reale sau care realizează un proces de frecare bine determinat ;

b) instalaţii care folosesc cuple ale diferitelor mecanisme.

În ultima etapă a elaborării unui lubrifiant este obligatorie şi experimentarea acestuia în condiţii reale de exploatare. Datorită dificultăţilor realizării determinărilor în exploatare, caracterizate printr-o împrăştiere mare a parametrilor de funcţionare, aceste determinări trebuiesc efectuate, pentru obţinerea unor rezultate concludente, pe un număr mare de maşini. Costul cercetărilor pentru o determinare sau cel total pentru elaborarea unui nou lubrifiant, creşte simţitor la trecerea de la metodele de laborator la încercările pe teren. Datorită acestui motiv se recurge mereu şi la etapa de laborator, deşi se afirmă uneori că multe din instalaţiile de laborator cu o cuplă simplă nu reproduc suficient de exact condiţiile din instalaţiile reale. Pentru studiile de dezvoltare şi cele fundamentale, însă, instalaţiile de laborator sînt de neînlocuit, deoarece, ca urmare a simplităţii lor relative, permit un control riguros al parametrilor de funcţionare.

În cele ce urmează se vor descrie unele exemple tipice din fiecare categorie, scoţîndu-se în evidenţă posibilitatea fiecărei instalaţii.

a. Instalaţia cu 4 bile

Instalaţia cu patru bile (fig. 1) constă în principal dintr-un ax de antrenare vertical prevăzut la capătul inferior cu un dispozitiv conic (1) care permite fixarea bilei mobile (2). Bila mobilă se sprijină pe trei bile staţionare (3), fixate cu ajutorul unei piuliţe (4) şi al unei piese conice (5). Întregul dispozitiv de fixare a bilelor staţionare, care reprezintă şi cuva în care se introduce proba de lubrifiant, este montat pe un rulment de presiune, astfel încît să se poată roti şi deplasa pe verticală. Sarcina este aplicată cu ajutorul unei pîrghii pe dispozitivul de fixare al bilelor staţionare. Pentru determinarea caracteristicilor lubrifiantului se încarcă progresiv cupla de frecare, discontinuu, intervalul de sarcină depinzînd de metoda de măsură folosită. Se măsoară fie diametrul petei de uzură pe cele trei bile staţionare după un timp de funcţionare determinat, fie se stabileşte sarcina la care apare gripajul sau sudarea cuplei.

Pe baza acestor măsurători se determină următoarele mărimi : indicele sarcină-uzură (*i.s.u.*) ; sarcina iniţială de gripaj ; sarcina maximă de funcţionare fără gripaj timp de 2,5 s şi sarcina de sudare.

Indicele sarcină-uzură se determină prin măsurarea petei de uzură pentru o serie crescătoare de sarcini pînă la sarcina de sudare. Cu datele obţinute se calculează sumele :

$$A = \frac{1}{m} \sum_{1}^{m} P_i \left(\frac{D_h}{\bar{D}_u} \right)_i \qquad (1)$$

$$B = \frac{1}{n} \sum_{1}^{n} P_i \left(\frac{D_h}{\bar{D}_u} \right)_i \qquad (2)$$

unde :

P_i = 316 daN, P_n sarcina de sudare,
D_h = diametrul petei de contact elastic; pentru bila de oțel cu diametrul de 12,7 mm, $D_h = 8{,}73 \cdot 10^{-2}\ P^{1/3}$;
D_u = diametrul mediu al petei de uzură corespunzător sarcinii i.

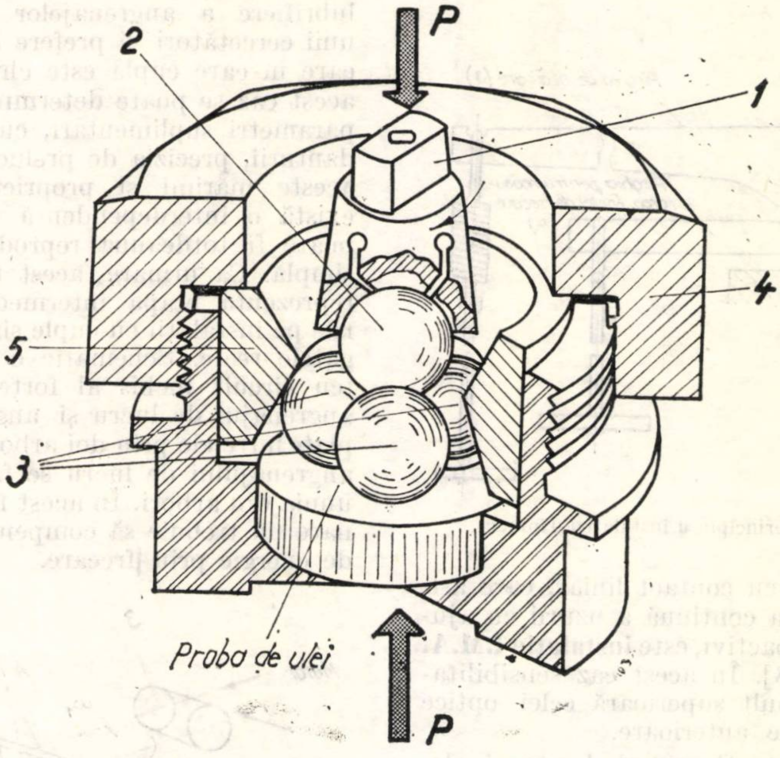


Fig. 1 — Elementele esențiale ale unei instalații cu patru bile.

Indicele sarcină-uzură este :

$$I.S.U. = \frac{A + B}{20}$$

Se consideră că această mărime are o reproductibilitate satisfăcătoare și permite selectarea lubrifianților după capacitatea lor de lubrifiere în regim de extremă presiune [1], [2]. O serie de calități ale acestei instalații, cum ar fi operativitatea și forma simplă a cuplei, precum și reproductibilitatea satisfăcătoare a rezultatelor, au determinat introducerea ei într-o serie de standarde [3], [4].

Ca dezavantaje s-ar putea menționa severitatea regimului de ungere și imposibilitatea de a modifica natura cuplei și starea suprafeței. De menționat că deși temperatura inițială a lubrifiantului este dată, aceasta nu se menține constantă în cursul determinării ca urmare a căldurii degajate prin funcționarea cuplei. Acest fapt antrenează o reducere a vîscozității lubrifiantului cu efecte negative asupra capacității portante a acestuia.

Deși determinările comparative efectuate au arătat că rezultatele obținute cu această instalație nu pot fi corelate satisfăcător cu cele obținute pe angrenaje, instalația cu 4 bile este folosită cu succes la controlul aditivării lubrifianților de extremă presiune, la determinarea proprietăților de antiuzură și antigripaj ale lubrifianților și în unele cercetări fundamentale asupra mecanismului de acțiune al aditivilor [5].

O instalație cu posibilități mai mari, în care cupla poate fi confecționată din diferite materiale și la nivelul de finisare dorit, este **instalația cu cuplă sferică pe placă plană** [6]. Prin construcție instalația realizează un domeniu larg de condiții de funcționare (regimuri de lubrificație) și asigură menținerea constantă a temperaturii de lucru. Aceste caracteristici au făcut posibilă folosirea ei pentru modelarea procesului de frecare din diverse organe de mașini.

Instalația Timken folosește o cuplă de frecare formată dintr-o bucșă în rotație (1) presată de un bloc de formă dreptunghiulară (2). Pentru măsurarea forței de frecare instalația folosește un sistem de încărcare cu pîrghii și reazeme pe cuțite (fig. 2). Se măsoară sarcina maximă la care nu apare gripajul timp de 10 minute și eventual amprenta de uzare pe piesa fixă. Măsurarea coeficientului de frecare se face prin echilibrarea pîrghiei (4) în minutul 10 de funcționare. În cursul determinărilor temperatura lubrifiantului trebuie să fie de 125°F. În forma arătată determinările pe instalația Timken au fost standardizate [7].

Cupla cu contact linear conduce la solicitări mai puţin severe decît în instalaţia cu 4 bile, fapt care permite folosirea instalaţiei Timken şi la determinările de uzură în regim mixt de lubrificaţie.

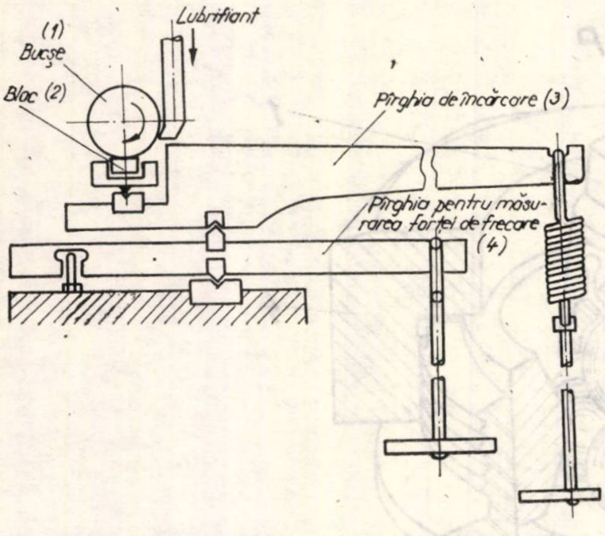


Fig. 2 — Schiţa de principiu a instalaţiei Timken.

O altă instalaţie cu contact liniar, care asigură însă măsurarea continuă a uzurii cu ajutorul izotopilor radioactivi, este **instalaţia I.M.A.** realizată în ţară [8]. În acest caz sensibilitatea metodei este mult superioară celei optice utilizate în metodele anterioare.

Instalaţia cu role. Considerînd numai elementele esenţiale, o astfel de instalaţie se compune din două role în contact pe generatoare. Una din role are axul mobil pentru a putea realiza forţa normală (1 şi 2 din fig. 3). Rolele sînt antrenate în sens contrar cu viteze diferite de sistemul de antrenare (3). O condiţie importantă pentru buna funcţionare a instalaţiei este paralelismul axelor celor două role. Soluţia constructivă aleasă trebuie să asigure, la oricare sarcină şi viteză, contactul pe întreaga generatoare. Determinarea capacităţii portante a unui lubrifiant pe o instalaţie cu role tip SAE, exprimată ca sarcina maximă la care nu apare gripajul, a fost acceptată ca procedeu standardizat [9]. Rotirea ambelor role permite realizarea concomitentă a mişcării de rostogolire şi alunecare. Ca urmare, alegînd în mod corespunzător sarcina şi vitezele celor două role, se pot realiza condiţiile de funcţionare corespunzătoare oricărui punct de pe flancul dintelui unui angrenaj. Bineînţeles, că spre deosebire de angrenaje, condiţiile de lucru se menţin constante în timpul funcţionării.

Alegînd vitezele ω_1 şi ω_2 astfel încît să fie realizate condiţiile cele mai defavorabile existente pe flancul unui angrenaj, se poate determina limita de gripaj pentru lubrifiantul încercat, corespunzătoare angrenajului modelat. Pentru ca modelarea să ţină seama de toţi parametrii procesului de gripaj este necesar ca rolele să fie confecţionate din acelaşi material şi cu acelaşi tratament şi grad de finisare ca angrenajul studiat.

b. Instalaţia cu angrenaje

Dificultăţile de modelare ale procesului de lubrifiere a angrenajelor au determinat pe unii cercetători să prefere instalaţiile de încercare în care cupla este chiar un angrenaj. În acest caz se poate determina şi influenţa unor parametri suplimentari, cum ar fi : geometria danturii, precizia de prelucrare şi altele. Între aceste mărimi şi proprietăţile lubrifiantului există o interdependenţă complicată care nu poate fi totdeauna reprodusă pe o instalaţie simplă. Ca urmare, acest tip de instalaţie ar reprezenta etapa intermediară între încercările pe instalaţii cu cuple simple şi cele pe agregatele reale. Schematic o astfel de instalaţie (cu circuit închis al forţei) se compune din angrenajul de lucru şi angrenajul motor, cuplate între ele prin doi arbori (fig. 4). Solicitarea angrenajului de lucru se face prin torsionarea unuia din arbori. În acest fel motorul de antrenare nu trebuie să compenseze decît pierderile de energie prin frecare.

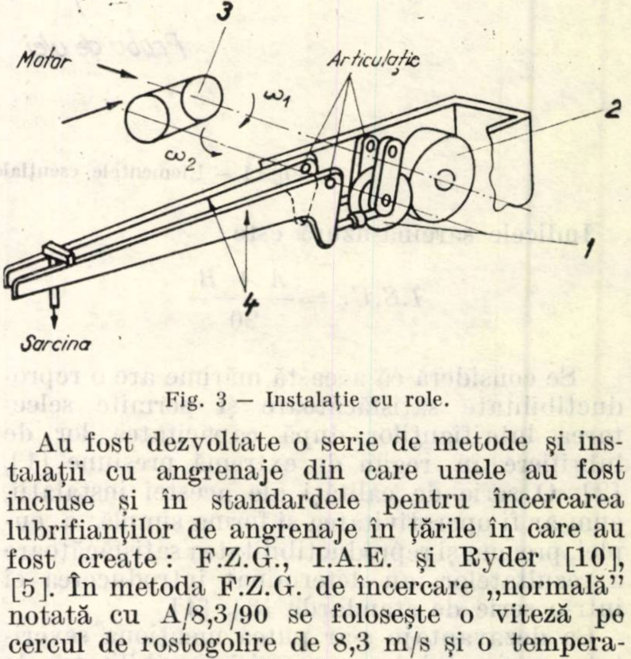


Fig. 3 — Instalaţie cu role.

Au fost dezvoltate o serie de metode şi instalaţii cu angrenaje din care unele au fost incluse şi în standardele pentru încercarea lubrifianţilor de angrenaje în ţările în care au fost create : F.Z.G., I.A.E. şi Ryder [10], [5]. În metoda F.Z.G. de încercare „normală” notată cu A/8,3/90 se foloseşte o viteză pe cercul de rostogolire de 8,3 m/s şi o temperatură iniţială de 90°C. Sarcina se aplică progresiv, timpul de funcţionare pentru fiecare sarcină fiind aproximativ de 15 min sau de 21.700 rotaţii ale arborelui motor. După fiecare treaptă de sarcină angrenajul de lucru este demontat şi cîntărit pentru determinarea uzurii. Sarcina este crescută pînă la treapta 12 sau pînă la apariţia uzurii intense (gripaj). Concomitent cu determinarea curbei de uzare şi a momentului de gripaj, metoda F.Z.G. recomandă observarea şi descrierea modificărilor apărute pe flancurile dinţilor.

Toate metodele menționate folosesc angrenaje cu dinți drepți cu geometrie, material și grad de prelucrare date, fapt care îngustează domeniul de aplicabilitate a rezultatelor obținute. Condițiile de funcționare existente în alte tipuri de angrenaje, cum ar fi angrenajele hipoide sau melcate, ca să cităm două cazuri extreme, diferă în așa măsură de cele existente în angrenajele instalațiilor standardizate, încît rezultatele obținute cu aceste instalații pot fi folosite numai comparativ.

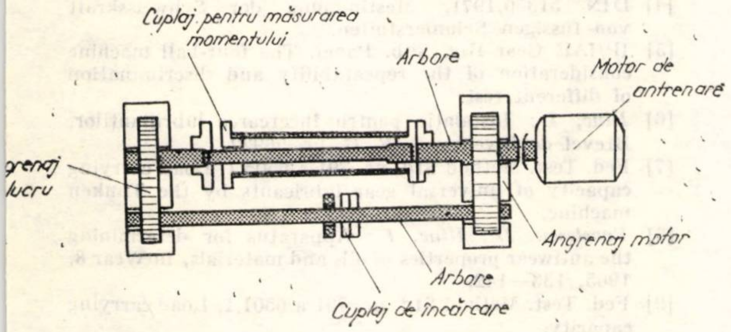


Fig. 4 – Instalație cu angrenaje cu circuit închis al forței de încărcare.

c. Încercări pe agregate reale. Datorită complexității condițiilor de funcționare a angrenajelor în exploatarea lor pe teren, verificarea proprietăților de ungere ale unui lubrifiant trebuie făcută de cele mai multe ori și pe agregatul real. Acest tip de încercări, caracterizat printr-o mare împrăștiere a rezultatelor, trebuie efectuat pe un număr mare de unități, fapt care ridică simțitor costul determinării. Întrucît această situație constituie o piedică în calea realizării de noi lubrifianți, s-a căutat înlocuirea încercărilor pe teren cu încercări de laborator pe agregate reale, în condiții care să reproducă întreaga gamă de solicitări întîlnite în exploatare. Pînă în prezent s-au elaborat astfel de metode pentru încercarea lubrifianților pentru angrenajele hipoide folosite în sistemul de transmisie al autovehiculelor CRC – L – 37 și CRC – L – 42 (11). Verificarea concordanței rezultatelor obținute cu aceste metode cu rezultatele obținute în exploatare s-a făcut cu ajutorul unui experiment folosind un număr mare de autovehicule.

Măsurarea eficienței unei instalații. Eficacitatea E a unei instalații poate fi pusă sub forma [12] :

$$E = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{k_p}\left(\frac{I}{I_0}\right)^{k_i}\left(\frac{C_0}{C}\right)^{k_c} \qquad (3)$$

unde :

P este performanța instalației,
I – valoarea rezultatelor obținute ;
C – costul instalației și al încercărilor ;
P_0, I_0, C_0 sînt aceleași mărimi pentru o instalație ideală ;
k_p, k_i, k_c – constante.

Sub forma dată de relația (3) eficiența apare totdeauna mai mică decît unitatea. În cazul ideal $E = 1$. Considerînd că s-au putut stabili criterii obiective pentru calculul lui P și I, relația (3) oferă un criteriu cantitativ pentru aprecierea calității unei instalații de încercare a lubrifianților.

Din cei trei factori numai costul P se poate calcula imediat. Determinarea performanței (determinarea domeniului de utilizare) nu este în sine dificilă. Dificultatea constă în cuantificarea datelor calitative referitoare la domeniul de utilizare.

Mai dificilă este determinarea valorii rezultatelor minime, care include precizia și reproductibilitatea rezultatelor. Creșterea preciziei rezultatelor, stabilirea mai exactă a condițiilor de funcționare, cu alte cuvinte cunoașterea diferenței care există între valorile impuse parametrilor și cele existente în mod real în zona de lucru, sînt strîns legate de progresul realizat în cunoașterea mecanismului frecării mixte și limite și a caracteristicilor constructive ale instalației.

Din acest ultim punct de vedere este importantă analiza influenței elasticității elementelor componente și a jocurilor instalației asupra distribuției sarcinii pe suprafața de contact sau în apariția vibrațiilor [12]. Spre exemplu, în cazul unei instalații cu roți dințate, rigiditatea insuficientă sau existența unei toleranțe de montaj prea mari, pot determina – ca urmare a aplicării sarcinii-înclinarea relativă a axelor pe care sînt montate angrenajele de lucru. Acest fapt are consecințe nefavorabile asupra distribuției sarcinii pe flancul dintelui și în consecință asupra limitei de gripaj. În figura 5 este arătată influența unghiului dintre axele angrenajului de lucru asupra limitei de gripaj. O creștere a unghiului menționat la o valoare de numai 0,001 rad determină reducerea la 50 % a limitei de gripaj.

Prin cunoașterea mai exactă a mecanismului frecării mixte și limite concomitent cu acordarea importanței cuvenite caracteristicilor constructive ale instalațiilor experimentale, va crește concordanţa între rezultatele obţinute în laborator şi cele din exploatare. Vor fi create astfel premisele necesare transferării unui rol crescînd etapei de laborator în procesul de testări şi elaborare de noi lubrifianţi.

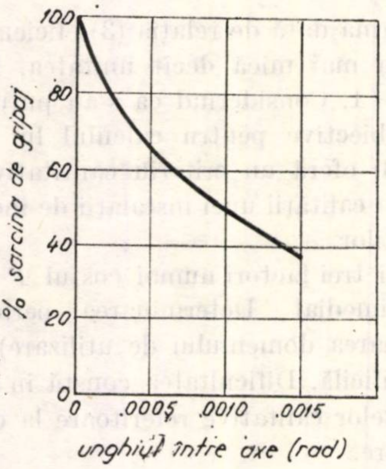


Fig. 5 — Dependenţa limitei de gripaj de unghiul între axele angrenajului de lucru [13].

Summary

The work comparingly presents certain of the most known methods for determining the proprieties of wear and gripping control of lubricants. The analysis includes all three process categories: laboratory methods with simple couples, modelling the friction process which takes place in the real equipments; laboratory methods applying even the organ used in the real machines and methods determining lubricant proprieties by tests on the spot. The main demand of the laboratory methods is the concordance between the results achieved by these methods and the tests on the spot. In order to globally and uniquely characterise a test method, it seems useful to introduce the notion of method efficiency. The work discusses the limits of using these amounts for characterizing test methods of lubricants.

Résumé

L'ouvrage présente comparativement quelques méthodes plus connues pour déterminer les propriétés d'antiusure et antigrippage de lubrifiants, à savoir les trois catégories de procédés :

— des méthodes de laboratoire a couples simples, sur la base d'un modèle du processus de frottement qui se produit dans les installations reélles ;

— des méthodes de laboratoire qui utilisent l'organe même machines réelles ;

— des méthodes de determination des propriétés des lubrifiants par des essais ,,in situ''.

La principale condition des recherches en laboratoire est la concordance entre les résultats obtenus avec ces méthodes et les essais ,,in situ''. Pour une caracterissation globale et unique d'une méthode d'essai il faut la considérer au point de vue de l'efficience et justement cet ouvrage présente les limites d'utilisation de cette valeur pour caractériser les méthodes d'essai des lubrifiants.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hughes, J. R.*: The shell fourball I.E.P. lubricant tester, In Proc. Inst. Mech. Eng. Conf. on Lubrication and Wear, London 1957, p. 575—584.

[2] Fed. Test. Method Std. Nr. 719 a/6503 1, Load carrying capacity (Mean Herz Load).

[3] STAS 8618/1970.

[4] DIN 51350/1971, Mestimmung der Schweisskraft von füssigen Schmierstoffen.

[5] IP/IAE Gear Rig. Sub. Panel. The four-ball machine consideration of the repeatability and discrimination of different test.

[6] *Iliuc, I.*: Instalaţie pentru încercarea lubrifianţilor. Brevet de Invenţie R. S. R. nr. 56922.

[7] Fed. Test. Method Std. nr. 791 a/6505.1, Load carrying capacity of universal gear lubricants by the Timken machine.

[8] *Pavelescu, D., Iliuc, I.*: Apparatus for determining the antiwear properties of oils and materials, In Wear 8, 1965, 133—142.

[9] Fed. Test. Method Std. nr. 791 a/6501.1, Load carrying capacity.

[10] DIN 51354/1970 Mechanische Prüfung von Getriebeölen in der F.Z.G. — Zahnrad-Verschpanungs-Prüfmaschine.

[11] Fed. Test. Method Std. nr. 791 a/6506 şi 6507 — T.

[12] *Iliuc, I.*: Tribologia straturilor subţiri, Ed. Academiei. Bucureşti 1974, p. 232—235.

[13] *Kelley, B. W., Lemanski A. J.*: Lubrication of involute gearing, Proc. Inst. Mech. Engr., London 1967—68, Paper 11.

Zusammenfassung

Die Arbeit stellt, vergleichsweise, die bekantesten Ölprüverfahren dar. Die Analyse umfassat alle Kategorien von Ölprüverfahren und nähmlich : Prüfverfahren mit dem einfachen Reibungspaar, jene die als Reibungspaar Maschinenteile, z.B. Zahnräder, benutzen und Feldprüverfahren. Die Aussagekraft eines Laborprüfverfahren hängt von der Übereinstimmung der Ergebnisse mit jenen, die im Betrieb erreicht werden. Für die Beurteilung eines Ölprüfverfahrens kann man die Aussagekraft als Produkt von 3 Faktoren berechnen.

Резюме

В работе проводится сравнительное последование нескольких наиболее известных методов определения свойств смазок, устаняющих износ и заедание. Анализ содержит все три категории методов: Лабораторные методы с простыми парами, моделирующие протекающий в реальных установках процесс трения; лабораторные методы, применяющие саму деталь машины используемую в реальных машинах и методы, определяющие свойства смазок путём полевых испытаний. Основным требованием к лабораторным методам является согласование между полученными этими методами результатами и полевыми испытаниями. Для общей и единной характеристики одного или другого метода испытания представляется полезным понятие об эффективности метода. В работе обсуждаются пределы применимости этих величин для характеристики методов испытания смазок.

* * *

Folosirea lubrifianţilor de răcire şi ungere la prelucrarea metalelor prin aşchiere

ing. Th. GRIGORIU –I.C.P.T.C.M. Bucureşti
ing. Ctin. DOBRESCU, A. POPESCU –I.C.P.R.P. Ploiesti

1. Generalităţi

Industria construcţiilor de maşini impune prin diversificarea maşinilor — unelte prelucrătoare utilizarea unor lubrifianţi de răcire şi ungere specifici. În ultimii ani a crescut nivelul calitativ al prelucrărilor mecanice remarcîndu-se cerinţe deosebite de precizie dimensională, rigiditate, putere instalată, acţionări, sisteme de recirculare-filtrare. De asemenea tehnologiile moderne de prelucrare prevăd regimuri de lucru intensive, materiale noi pentru piese şi scule, condiţii de protecţie anticorozivă, după cum normele de protecţie a muncii stabilesc limite de toxicităţi, nocivităţi sau poluarea mediului înconjurător.

În aceste noi condiţii, reţetele de fluide tehnologice formulate acum 40...50 ani nu mai sînt eficace şi nu îndeplinesc cerinţele de mai sus. Dintre produsele frecvent utilizate făceau parte soluţiile de săpunuri sau de săruri alcaline, emulsiile obţinute din uleiuri minerale simple sau uleiuri industriale, de fuse, pentru maşini textile, de rapiţă, ricin, floarea soarelui, simple sau în amestec fizic cu sulf. Cercetările recente pe plan mondial în acest domeniu, s-au materializat prin formularea unor produse adecvate, de înaltă performanţă pentru cerinţele tehnologice impuse prelucrărilor mecanice. Reţetele moderne de lubrifianţi de ungere şi răcire (prescurtat LUR) au fost diversificate într-o varietate foarte mare de tipuri.

În continuare enumerăm cîteva dintre ele :

— concentrate emulsionabile conţinînd (parţial, total sau deloc) uleiuri minerale ; pot fi protejate împotriva descompunerii bacteriologice, avînd în componenţă de cele mai multe ori adaosuri de presiune internă, antigripaj, antiuzură, emulgatori şi inhibitori de coroziune ;

— fluide pe bază de uleiuri sintetice sau semisintetice conţinînd alături de compuşii enumeraţi mai sus, agenţi de formare a peliculei ;

— uleiuri neemulsionabile pe bază de ulei mineral cu conţinut diferit de elemente active : sulf, clor, fosfor, azot — ca atare sau combinaţii ale acestora. Se utilizează frecvent adausuri de uleiuri grase (vegetale îndeosebi) şi aditivi conferind proprietăţi specifice aşchierii.

2. Proprietăţile lubrifianţilor de ungere şi răcire

Principalele proprietăţi cerute LUR sînt să răcească, să lubrifieze zona de lucru şi să spele (separe) aşchiile de piesă, sculă şi între ele. Toate aceste proprietăţi se transpun în caracteristici tehnologice operaţionale avînd o influenţă directă asupra : forţelor de aşchiere, forţelor de avans, temperaturilor suprafeţelor limită, uzurii (abrazive, de contact), durabilităţii sculelor aşchietoare, calităţii suprafeţelor prelucrate, condiţiilor de lucru.

În afara acestor cerinţe tehnologice, LUR trebuie să asigure şi o serie de condiţii de utilizare, dintre care menţionăm :

— protecţie anticorozivă (şi interoperaţional) ;
— admisibilitate ;
— compatibilitate ;
— să nu afecteze organele de etanşare ;
— să nu deterioreze stratul de vopsea ;
— să nu fie toxic, nociv ;
— să nu producă miros ;
— să nu fumege, spumege ;
— pericol de inflamabilitate redus.

În altă ordine, fluidele tehnologice trebuie să asigure şi o serie de cerinţe de fabricaţie-execuţie, cum ar fi :

— să aibă durabilitate în exploatare şi depozitare ;

— să se poată neutraliza şi îndepărta după folosire fără dificultăţi ;

— preţ de cost avantajos ;

— să se fabrice centralizat (pentru asigurarea stabilităţii calităţilor tribochimice) ;

— să se poată procura cu uşurinţă.

Avînd în vedere că prezentul material îşi propune recomandarea unor fluide de răcire şi ungere în tehnologiile curente de prelucrare a metalelor funcţie de genul operaţiei, de regimul de aşchiere şi de materialul de prelucrat, în continuare se vor descrie succint cîteva dintre proprietăţile enumerate mai sus care se regăsesc în caracteristicile fizico-tribochimice şi de performanţă ale reţetelor special formulate pentru acest domeniu.

2.1. Capacitatea de răcire

Pentru cele mai multe operaţii, fluidul tehnologic de aşchiere trebuie să reducă temperatura astfel încît să se asigure o durabilitate sporită pentru scula aşchietoare. Lubrifianţii de aşchiere pot ameliora durata de funcţionare a sculelor din oţel rapid mai ales în domeniul vitezelor mari, aşa după cum în situaţia plăcuţelor din carburi metalice eficacitatea maximă va fi în domeniul vitezelor reduse. O răcire eficientă a zonei de lucru (aşchie-sculă) va reduce tendinţa de sudabilitate. Totuşi pe tăişurile active ale sculelor se pot forma tăişuri suplimentare de depunere mai ales la temperaturi şi viteze reduse. Mecanismul depunerilor este influenţat de proprietăţile de ungere ale uleiurilor de aşchiere, după cum se va vedea în paragraful următor. Conform unor teorii susţinute de mai mulţi cercetători, agentul de răcire nu poate pătrunde pînă la extremitatea vîrfului sculei deoarece acesta este izolat de materialul piesei de prelucrat.

Cu toate acestea agentul de răcire îşi îndeplineşte cu succes funcţia lui deoarece el este poziţionat oarecum în spatele vîrfului adică tocmai acolo unde aşchiile sînt în contact direct (chiar presate) pe faţa de degajare a sculei; există o viteză relativ mare a acestora şi deci temperatura datorită acestor frecări va fi maximă.

Răcirea este un factor important la prelucrările (finisările) de precizie unde trebuie să se menţină abaterile dimensionale şi să se evite dilatarea sculelor (îndeosebi la găurire, filetare şi honuire unde sculele pot gripa). Agentul de răcire obişnuit cel mai eficient îl constituie emulsiile uleiurilor minerale care prezintă căldură specifică, conductibilitate termică şi căldură latentă de vaporizare foarte mari.

În emulsii se includ pe lîngă uleiul de bază agenţi de emulsionare (emulgatori), inhibitori de coroziune şi aditivi de extremă presiune.

Uleiurile solubile opace şi transparente pot fi întrebuinţate cu succes şi la prelucrări în condiţii severe (prelucrarea aliajelor cu conţinut ridicat de Ni, Cr, la broşare) dacă li se îmbunătăţeşte calitatea prin aditivi de extremă presiune. Rolul acestora este de a împiedica sudarea şi a permite lubrifierea chiar în condiţii de temperaturi mai ridicate.

2.2. Capacitatea de ungere

Problemele de lubrifiere în timpul prelucrării sînt foarte complexe şi dificile pentru că straturi noi de metal sînt aduse în contact cu tăişul sculei sub presiuni de ordinul $5\ldots500$ kgf/mm^2.

Aşchia este supusă la o deformare plastică severă în regim de viteză foarte mare — temperatură ridicată.

În aceste condiţii este practic imposibil de a menţine pelicule groase de lubrifiant pe suprafeţele metalice care vin în contact. Nu poate fi realizată nici o lubrifiere elastohidrodinamică deoarece viteza aşchiei (faţă de sculă) are o direcţie care tinde să îndepărteze lichidul în loc să-l dirijeze către zona de lucru. Viteza piesei de asemenea tinde să împiedice lichidul de a intra în interstiţiul respectiv.

Diferite experimentări au dus la concluzia că şi în încercări de frecare acizii graşi cu o greutate mare moleculară dau o lubrifiere mai bună decît aceia cu mai puţin de 10 atomi de C în lanţul lor molecular. Punctele de topire ale acizilor graşi sau chiar ale săpunurilor metalice pe care aceştia le formează prin reacţie cu metalul pot fi semnificative, dar nu constituie o premisă certă.

Nici un compus organic nu poate lubrifia în mod satisfăcător la temperaturi care depăşesc 200°C, cele mai multe devenind neeficiente la 100–150°C.

Din punct de vedere al condiţiilor la care este supus un ulei de aşchiere EP trebuie menţionat că acestea nu corespund celor întîlnite în problemele obişnuite de lubrifiere. Metalul piesei de prelucrat este expus lichidului numai pentru un foarte scurt timp (sau chiar deloc) înaintea contactului cu scula aşchietoare. Condiţia esenţială pentru ca uleiul de răcire-ungere EP să fie eficient este ca reacţia de formare a unei pelicule solide în strat molecular să aibă loc într-un timp extrem de scurt (aceste cerinţe se întîlnesc la strunjire comparativ cu operaţia de danturare la care pelicula se poate forma în timpul cîtorva rotaţii).

Capacitatea de lubrifiere a lichidelor de aşchiere poate fi rezumată împărţind lichidele în trei categorii:

— uleiurile grase care dau frecarea cea mai redusă dar sînt eficiente numai la temperaturi relativ scăzute;

— aditivele clorurate care sînt intermediare în ceea ce priveşte forţele de aşchiere necesare şi gama de temperaturi;

— uleiurile amestecate fizic cu floare de sulf, care dau o protecţie la temperatură ridicată dar nu reduc forţele în aceeaşi măsură.

2.3. Capacitatea de spălare

Această proprietate împreună cu proprietatea de răcire şi cea de ungere constituie proprietăţile principale cerute lichidelor de aşchiere. Efectul de spălare se manifestă prin îndepărtarea aşchiilor formate imediat după desprinderea lor. Agentul de răcire este folosit uneori şi pentru a îndepărta aşchiile din zona de lucru, deoarece orice aglomerare de aşchii în această zonă poate afecta mişcarea sculelor şi pătrunderea lichidului de răcire. În procesul de aşchiere, frecările dintre aşchiile deja îndepărtate, piesa de prelucrat şi sculă vor fi diminuate prin eficienţa proprietăţii de spălare în sensul că se reduc frecările.

Pentru evitarea tendinţei de lipire a aşchiilor între ele se adaugă lichidul de ungere şi răcire substanţe detergent-dispersante care formează pe aşchie o peliculă foarte subţire ce previne aglomerarea şi evită depunerea lor. Acţiunea detergent-dispersantă a adaosurilor (exemplu: sulfonaţii neutri sau bazici, polimeri ce conţin radicali bazici) constă în menţinerea impurităţilor-aşchii fine, praf abraziv — sub formă fin dispersată în ulei (suspensii), evitînd astfel depunerile pe tăişul sculei şi uşurînd evacuarea lor. Referitor la acest ultim aspect menţionăm că proprietatea de spălare intervine în procesul de recirculare (filtrare, decantare, separare), permiţînd purificarea lichidului de răcire şi ungere de aşchiile rezultate şi particulele de sculă (abraziv).

• Stabilitatea

Stabilitatea emulsiilor se datorește în primul rînd emulgatorilor ce intră în compoziția uleiului emulsionabil. O mare atenție trebuie acordată pentru evitarea precipitării emulsiilor cu separarea uleiului și a fazelor de apă. Lucrînd cu atenție, acest lucru poate fi detectat în stadiile inițiale, așa încît uleiul solubil trebuie schimbat înainte de a provoca o ruginire a suprafețelor metalice cu care vine în contact. Uleiurile solubile moderne sînt mult mai stabile decît cele dinainte. Stabilitatea poate fi influențată negativ printr-un proces de preparare incorect cum este de exemplu turnarea apei în ulei (fără o agitație adecvată, prin amestecarea în proporții greșite-nerecomandată de producător) sau prin utilizarea unei ape dure sau cu emulgator în exces. Separarea uleiului emulsionabil poate fi accelerată de prezența mîlului de așchiere care inițial este într-o stare chimică activă.

• Protecție anticorosivă

Lichidele de răcire și ungere trebuie să împiedice fenomenul de coroziune și să protejeze piesele după prelucrare. Acțiunea de protejare se datorește formării pe suprafețele metalice a unei pelicule coloidale sau a unui strat foarte subțire de oxid care oprește oxidarea în adîncime. Pentru accentuarea acestui efect se adaugă aditivi antioxidanți și anticorosivi; aceștia sînt de fapt inhibitori de coroziune care prelungesc perioada de inducție a reacțiilor în lanț corespunzătoare timpului necesar formării peroxizilor. Exemple de inhibitori de coroziune : compuși organici solubili care conțin P sau N, combinații alcoolice, fenolice. Acțiunea acestor aditivi, se manifestă prin fixarea oxigenului care este astfel scos din circuitul pe care se formează oxizii metalului de prelucrat. În general lubrifiantul de răcire și ungere care aderă pe suprafețele pieselor de prelucrat protejează aceste suprafețe contra coroziunii în timpul care trece pînă la prelucrări ulterioare sau montaj.

• Imunitate (compatibilitate fiziologică)

Există unele pericole din punct de vedere fiziologic în legătură cu uleiurile de așchiere, deși utilizarea corectă conform experienței dobîndite de-a lungul timpului a diverșilor componenți poate elimina sau reduce multe pericole. Este recomandabil ca operatorii care sînt alergici la unele lichide de așchiere să evite lucrul în mediul respectiv. Cele mai multe lichide de așchiere nu prezintă pericolul de apariție a dermatitelor dacă se iau măsuri normale de precauție (spălări repetate în timpul pauzelor salopete protejate de șorțuri neîmbibate cu ulei, evitarea lucrului în cazul existenței unor răni deschise). În practica folosirii unor produse care pot fi iritante la anumite persoane este recomandabilă întrebuințarea de creme protectoare care feresc (etanșează) pielea expusă repetat la mediul lubrifiant.

• Miros

Unii constituienți ai lichidelor de așchiere permit dezvoltarea bacteriilor. Unele din asemenea bacterii pot fi dăunătoare și din punct de vedere fiziologic sau pot da naștere unui miros neplăcut. Dintre produsele antibactericiale se menționează compușii crezolici, dar datorită acțiunii lor iritante s-au dezvoltat și alți compuși care să fie utilizați pentru sterilizare. Mirosul neplăcut este pus în legătură cu dezvoltarea unor bacterii anaerobe, lucru ce se poate evita prin introducerea unui curent de aer prin rezervor sau colector; totuși aceasta constituie numai o soluție de moment de rezolvare a problemei.

• Toxicitate

Unele lichide de așchiere care permit performanțe superioare de lucru pot fi totuși interzise în industrie, dacă produc inflamații ale organelor respiratorii sau tulburări ale vederii, auzului. Tetraclorura de carbon, de exemplu, este foarte eficientă la așchierea cu viteze mici a oțelului și a fost experimentată pe o scară largă în cercetări de laborator. Dintre deficiențele ce o fac inutilizabilă este că în stare de vapori este inflamabilă intrînd în reacție cu oxigenul atmosferic și producînd fosgen la temperaturi ridicate.

• Inflamabilitate

În ultima vreme, datorită numeroaselor acționări electrice ale mașinilor-unelte (uneori insuficient de bine capsulate) și necesității de prelucrare a materialelor piroforice (titanul, uraniul, magneziul) a apărut necesitatea de a evita riscul unor incendii. Pericolul de inflamabilitate prin folosirea unor fracții petroliere este atenuat prin folosirea unor distilate la temperaturi superioare (cu punct de inflamabilitate foarte ridicat) sau a uleiurilor grase vegetale. De asemenea, folosirea emulsiilor asigură protecția din acest punct de vedere, bineînțeles exceptînd metalele alcaline sau magneziul.

• Fumegare

Fumegarea depinde de natura lichidului de răcire și ungere, de temperatura zonei de așchiere. Ea cauzează inconveniente mai ales la uleiurile cu vîscozitate mică. Consecințele sînt : vizibilitate redusă și pericol de intoxicare a operatorului. În condițiile unei ventilații necorespunzătoare, atmosfera de lucru într-o hală

Tabelul 1

Denumirea	Document de calitate	Scurtă descriere	Domeniu de folosire și proprietăți specifice
		ULEIURI EMULSIONABILE	
PE1A	STAS 2598−72	Ulei emulsionabil constituit dintr-un amestec studiat de ulei mineral, componenți tensioactivi și aditivi anticorozivi și pentru protecție între faze diferite de prelucrare.	Pentru mașini unelte de uz general, În concentrații de 8 ... 10% ulei în apă; asigură omogenitatea, stabilitatea emulsiei, nu face spumă, nu deteriorează vopseaua.
PE2B		Idem pentru protecție corespunzătoare	
PE 2	NID 5424−71	Ulei emulsionabil anticoroziv pentru solicitări mari constituit dintr-un amestec studiat de uleiuri minerale, componenți tensioactivi, aditivi de extremă presiune, antiuzură, anticoroziune, antirugină.	
PE5EP	CS 189−76	Ulei emulsionabil constituit dintr-un amestec studiat de ulei mineral, componenți și aditivi tensioactivi, anticorozivi și chimici activi pentru extremă presiune.	Este un produs foarte puternic aditivat pentru extremă presiune, antigripaj. Se poate folosi în locul uleiurilor neemulsionabile
		ULEIURI NEEMULSIONABILE	
P 1	CS 157−74	Ulei naftenic pentru presiuni extreme, antiuzură și antirugină	Pt. honuirea cămășilor de cilindru, bucșe etc. din fontă. Are pct. de inflamabilitate ridicat, și prop. de ungere bune
P1A1	CS 104−70	Ulei naftenic compoundat și aditivat	Se utilizează la honuirea și rodarea pieselor din oțel. Prop. de ungere și spălare bune
P1A2	CS 105−70	Ulei naftenic compoundat și aditivat pentru presiuni extreme și antirugină	Idem pentru piese cromate dur și piese din oțel de mare duritate
P1B2	CS 156−74	Ulei parafinic rafinat și deparafinat în care se încorporează aditivi pentru presiuni extreme, antiuzură, detergent	Mediu de ungere răcire pt. rectificări profilate-vîscozitatea corespunzătoare conferă durabilitate sporită pt. sculele așchietoare
P1 C	STAS 2800−75	Ulei naftenic în care s-a incorporat sulf sub formă activă	Este un ulei cu destinații multiple, conține sulf activ fiind coroziv; prop. reduse de răcire
P1R/S	CS 174−75	Ulei naftenic aditivat, detergent-dispersant, pentru presiuni extreme și antispumant	Superfinisare inele de rulmenți, piese din oțeluri aliate și înalt aliate. Bune prop. de spălare și ungere
P1R/R	CS 181−76	Ulei naftenic aditivat detergent-dispersant, pentru presiuni extreme și antispumant	Superfinisare role de rulmenți și alte piese din oțeluri înalt aliate. Propr. de spălare și ungere care permit calitate superioară pentru piesă
P1L	CS 179−76	Ulei naftenic compoundat cu agenți modificatori de frecare	Lepuire inițială bile rulmenți. Bune prop. de ungere
P2L	CS 172−75	Ulei naftenic compoundat și aditivat pentru presiuni extreme și antirugină	Lepuire finală a bilelor de rulmenți. Calitate superioară pentru suprafețe de prelucrat
P2A	CS 106−70	Ulei naftenic compoundat aditivat pentru presiuni extreme, antiuzură, antirugină și detergent-dispersant	Danturare prin frezare, mortezare, broșare. Asigură propr. de ungere, este destul de transparent și detergent
P 3	MII 6795−76	Ulei naftenic neaditivat, fabricat prin rafinare adîncă a unor fracții petroliere selecționate	Pt. electroeroziune laminare benzi și folii Al. Propr. dielectrice, capacitate de spălare, filtrabilitate, punct ridicat de inflamabilitate
P4C1	STAS 10362−75	Ulei naftenic sulfurat, compoundat și aditivat pentru presiuni extreme și antirugină	Pentru găurire adîncă; are propr. de ungere și spălare ridicată
P4C2		Ulei naftenic sulfurat, compoundat și aditivat pentru presiuni extreme și antirugină	Broșare și frezare în regimuri severe; onctuozitate și vîscozitate care îi asigură propr. de ungere
PS 1	CS 180−76	Ulei naftenic compoundat și aditivat pentru presiuni extreme și antirugină	Ștanțarea, perforarea (decupare) de precizie. Propr. de ungere, onctuozitate, spălare și anticoroziv

cu un mare număr de maşini (la care mediul de răcire şi ungere fumegă) poate fi practic insuportabilă. Fumegarea este un fenomen nedorit şi nociv; ea se poate diminua prin mai multe metode:

- schimbarea mediului lubrifiant cu unul mai puţin volatil;
- reducerea severităţii operaţiei;
- circulaţie forţată prin contracurenţi.

Unele lichide de răcire şi ungere pot produce în timpul aşchierii ceaţă, datorită mai multor condiţii şi în special la maşini-unelte cu diferite acţionări peneumatice sau a vitezei de lucru foarte mari.

• Culoare, aspect, preţ de cost

Chiar dacă acest lucru ar părea neglijabil trebuie să subliniem că mari firme producătoare de lubrifianţi de răcire şi ungere oferă pe piaţa internaţională lubrifianţi de răcire şi ungere cu culori specifice de identificare (uleiuri în general de culoare roşie, verde sau uleiuri solubile de culoare verde-deschis, roz) pentru a fi atrăgătoare la lucrul cu ele şi a se deosebi de celelalte uleiuri (acţionări hidraulice, de glisiere etc.). Subliniem că produsele moderne şi competitive prezintă pe lîngă un aspect atrăgător şi miros plăcut realizat cu diferiţi detergenţi.

Toate substanţele care realizează dezideratele de mai sus nu influenţează în nici un fel proprietăţile de aşchiere. Din punct de vedere al preţului de cost, acesta procentual se ridică la 1 ... 2% din costurile totale de prelucrare astfel că practic performanţele ce se pot obţine cu lubrifianţi eficienţi compensează diferenţa dintre costurile mai ridicate ale uleiurilor aditivate, speciale pentru aşchiere. Eficienţa economică la introducerea în prelucrările metalelor a unor noi sortimente de uleiuri de răcire şi ungere elaborate de industria noastră producătoare se cifrează la valori de 2500... 5000 lei/tonă economii realizate prin: reducerea consumului specific de scule, creşterea durabilităţii lubrifiantului, îmbunătăţirea calitativă a prelucrării (constînd în ridicarea calităţii suprafeţelor prelucrate), mărirea productivităţii din punct de vedere al regimurilor de aşchiere, condiţii de lucru corespunzătoare (fără toxicităţi, fum, miros).

3. Uleiuri specifice de ungere şi răcire folosite la prelucrările mecanice ale metalelor

Dependent de tipul tehnologiei aplicate, pentru prelucrările mecanice sînt utilizate atît emulsii de tipul ,,ulei în apă'' cît şi uleiuri neemulsionabile. Varietatea mare de sorturi şi tipuri de uleiuri din această categorie recomandate pentru fiecare gen de operaţie, impune o formulare adecvată pentru lubrifiantul de răcire şi ungere.

În prezentarea lubrifianţilor tehnologici de ungere şi răcire fabricaţi în România se vor folosi simbolurile standardizate şi anume:

PE — uleiuri emulsionabile anticorozive
P — uleiuri neemulsionabile (folosite ca atare).

Tabelul 2

Caracteristici fizico-chimice şi de performanţă

Uleiuri emulsionabile

Norma de calitate / Tipul uleiului / Caracteristici	STAS 2598-72		NID 5424-74	CS 189-75	Metoda de analiză (STAS)
	Condiţii de calitate				
	PE 1A	PE 1B	PE 2	PE 5EP	
Densitate la 20°C, max	0,960	0,960	0,965	0,990	35-73
Vîscozitate cinematică, la 50°C, cSt, max.	45	45	45		117-66
Vîscozitate convenţională la 50°C, °E max.	6	6	6	6...8,5	117-60
Punct de inflamabilitate, M. °C	—	—	—	167	5489-56
Punct de curgere, °C, max	−12	−12	−12	−12	39-56
Apă, % greutate, max.	5	5	0,8	2,5...3,5	24-72
Emulsia de 5 % ulei în apă de max 15°C					
Stabilitate după 24 h	stabilă				2598-72
Stabilitate după 72 h	—	—	—	stabilă	
Coroziune pe fontă	0/0-0	0/2-0	0/1-0	0/0-0	8464-69
Încărcarea la care se produce sudura, daN, min	—	—	—	130	8618-70
Diametrul petei de uzură (100 daN, 1 min) mm, max	—	—	—	0,7	8618-70

Tabelul 3

Norme de calitate	CS 157 – 74	CS 104 – 70	CS 105–70	CS 156–74	STAS 2800-72	CS 174– 75	CS 181–76	CS 179–78	CS 172–75	CS 106–70	NII 6795-76	STAS 10362-75		CS 180–76	Metoda de analiză (STAS)
Tipul uleiului	Condiții de calitate														
Caracteristici	P1	P1A1	P1A2	P1B2	P1C	P1R/S	P1R/R	P1L	P2L	P2A	P3	P4C1	P4C2	PS1	
Densitate la 20°C, max	–	–	–	0,900	–	0,860	0,870	0,899	0,845	–	0,840	0,900	0,940	–	35–73
Vîscozitate cinematică, cSt la 20°C	–	–	–	–	–	5,5... 7,5	6...8	–	5... 7,5	–	2,5... 4,5	–	–	–	117–66
la 50 °C	3,5... 6,8	17,5... 23	36... 43	–	12... 19,5..	2,3... 3,6	3...4	2,8... 7	2,6... 3,6	17,5.. 23	–	10,5. 15	21... 29	61... 76	117–66
Vîscozitate convențională, °E la 20°C	–	–	–	–	–	1,44... 1,61	1,5... 1,65	–	1,4... 1,61	–	1,35.. 1,7	1,9... 2,3	2,9... 3,9	8... 10	117–66
la 50°C	1,25... 1,55	2,6... 3,2	2,3... 2,7	3,3... 3,8	2... 2,8	1,2... 1,27	1,27.. 1,31	1,2... 1,6	1,18. 1,27	2,6... 3,2	–	–	–	–	117–66
Punct de inflamabilitate M, °C, min	90	160	180	190	160	90	90	90	90	160	104	140	165	185	5489–56
Punct de curgere °C, max	–20	–	–	–3	–12	–	–	–	–	–	–25	–12	–12	–12	39–56
Conținut de sulf	–	0,9	0,9	–	1	0,35	0,35	0,3	0,5... 0,6	0,8	–	1,8	1,8	1	119–70
Conținut de clor	–	–	–	–	–	0,40	0,40	–	–	–	–	–	–	10	7165–65
Coroziuni pe cupru	1 b	1 b	1 b	1 b	fără urme de rugină	1 b	1 b	1 b	1 b	1 b	–	–	–	1b	40–73
Cifră de saponificare mg, KOH/g, min.	16	8	8	–	–	18	18	28	10... 12	3	–	12	12	16	145–67
Rezistență la presiuni ridicate pe mașina cu 4 bile: – sarcina de sudură, daN, min	300	300	340	250	–	200	380	200	280	200	–	700	700	700	8618–70
– diam. petei de uzură, mm, max.	2,0	2,0	2	2,3	–	2,2	2,2	2,5	2	1,8	–	–	–	1	

4. Mod de folosire ; igiena muncii

Folosirea eficientă a uleiurilor de răcire și ungere presupune respectarea unor reguli.

Depozitare. Uleiurile tehnologice de prelucrare trebuie depozitate în hale sau magazii acoperite în cisterne, rezervoare, bazinete, butoaie, bidoane metalice curate și închise etanș. În spațiile de depozitare este indicat a se feri de încălziri și răciri excesive, temperatura optimă fiind în jur de 20°C.

Prepararea emulsiilor. De regulă, emulsiile de uleiuri, PEl, PE2 și PE5EP se prepară în rezervoare anume destinate acestui scop. Pentru aceasta se introduc în rezervor volume corect măsurate de apă, apoi de ulei, pentru a se obține concentrația dorită. Această ordine în care se introduc componenții este obligatorie pentru evitarea unor emulsii nestabile, a separării de cremă sau a efectului de spumare. Este contraindicat a se prepara emulsiile direct în rezervoarele de lucru ale mașinilor și utilajelor.

Igiena muncii. Contactul cu uleiurile minerale, respectiv cu emulsii de uleiuri minerale, poate produce iritația pielii, mai ales atunci cînd timpul de expunere este prelungit și există unele zgîrieturi sau răni provocate de alte cauze. Măsurile de prevenire sînt simple și vizează exclusiv evitarea contactului emulsiei cu pielea sau alte organe ale corpului.

Următoarele măsuri sînt esențiale :

- evitarea producerii de stropi, jeturi sau aerosoli de emulsii în spațiul, respectiv, atmosfera, unde se lucrează ;
- purtarea de îmbrăcăminte de protecție uscată și curată ;
- spălarea întregului corp după terminarea lucrului ;
- ungerea preventivă a mîinilor cu vaselină de protecție înainte de a începe activitatea ;
- prezentarea la controlul medical atunci cînd se constată prezența unor iritații ale pielii.

Emulsiile de tipul „ulei în apă” preparate în condiții corespunzătoare cu uleiurile PE1, PE2 și PE5EP, se caracterizează printr-o bună stabilitate în timp, proprietăți de ungere, anticorozive, de filtrabilitate și detergente corespunzătoare cerinţelor tehnologiilor moderne de prelucrare a metalelor. Prin utilizarea acestor emulsii se asigură o creştere a durabilităţii sculelor aşchietoare, o productivitate, rugozitate a suprafeţelor prelucrate şi protecţie a reperelor şi pieselor maşinilor-unelte corespunzătoare. Prin proprietăţile anticorozive ale componenţilor, emulsiile uleiurilor PE1A, PE1B, PE2 şi PE5EP conferă reperelor prelucrate şi pieselor maşinilor unelte o protecţie corespunzătoare de durată limitată, între fazele de prelucrare.

Înlocuirea emulsiilor în serviciu se face cînd acestea sînt impurificate, degradate de bacterii (miros neplăcut puternic), cînd se constată apariţia ruginirii prin metoda STAS 8464—69 sau prin observaţii directe la faţa locului, cînd s-a separat componentul organic sub formă de ulei, cremă, sau cînd spumează puternic.

Uleiuri neemulsionabile. Uleiurile de tip P se utilizează ca atare sau diluate cu fracţii petroliere conform specificaţiilor tehnologice de prelucrare. Pentru procesele de prelucrare în suspensie cu abrazive (honuiri, lepuiri etc.), uleiurile se amestecă în diverse proporţii cu materialele abrazive indicate în tehnologiile de prelucrare.

Tabelul 4

Uleiuri străine cu aplicaţie similară

Ulei românesc	Uleiuri străine
P—1	Shell Macron Oil A, Castrol Honilo 102
PIA tip 1	Voltol II, Gering Fluid, Shell Marcon OilB
PIA tip 2	Vitöl 2
PIB tip 1	BP CFS 55, Shell Marcon oil B
P1B tip 2	BP CFS 80
P2A	Shell Garia oil B, PIMOL K-1, Mobil Oil Sultran B 1
P1L	Lapping oil C
P2L	Lapping oil B
P1R/S, P1R/R	Grinding oil , Castrol Honilo 481
P4C1	Shell Garia H, Cuting oil TA 35
P4C2	Shell Garia oil C, Solvöl, STBR-1
P1C	Sulfofrezol
PS1	Curtis 55, Darex, DL9
Ulei P 3	EDM Fluid 71, Esso Mentor 28, Energol HPO, Shell Rollex nr. 111, Esso Somentor 33, Mobil Generex 56, Absorbtion oil 2.
PE 1A	Shell Dromus B, Shell Dromus C, Mobil Solvac 410, Aral B 207, BP SB 5
PE 1B	Aral B 205, Esso Bohröl 34
PE 2	Esso Cutwell 40, Wissura 2248, Mobil Slovac 1535, Shell Dromus F.
PE 5EP	Cimperial 22, Hocut 3210, Hocut S31, Cutol 2000

Summary

The cooling and lubricating fluids for metal machining build up a specific field described by the technological requirements, the performances and the variety of ranges and types.

The paper presents the characteristics and using directives for some modern Romanian produces and the equivalences with similar foreign brands.

Înlocuirea uleiurilor în serviciu se face cînd acestea sînt contaminate şi impurificate sau cînd prin nivelul de degradare nu se mai realizează performanţele procesului de prelucrare.

Înainte de introducerea uleiurilor proaspete în circuit se impune cu necesitate, curăţirea şi spălarea completă a întregului circuit de ungere şi răcire, respectiv : sistem centralizat, conducte, maşini unelte etc.

Concluzii

Industria petrochimică din R. S. România a reuşit să diversifice gama sortimentelor lubrifianţilor tehnologici de răcire şi ungere a zonei de lucru, oferind consumatorilor interni produse superioare, competitive cu produse străine similare fabricate de firme vestice specializate. Atingerea eficienţei economice preconizate, folosirea raţională a noilor LUR necesită o atenţie deosebită în pregătire şi organizarea locurilor de muncă.

Dintre măsurile care se impun menţionăm :

— Asigurarea necesarului pe tipuri şi sortimente prin prevederea din timp în planul de aprovizionare (aceşti lubrifianţi necesită repartiţii PECO fiind produse dirijate).

— Organizarea unor spaţii corespunzătoare de depozitare, manipulare, transport uzinal, dată fiind creşterea numărului de sortimente în uz prin formularea acelor reţete specifice, în funcţie de genul operaţiei, de materialul piesei şi al sculei şi de regimul de aşchiere.

— Amplasarea raţională a utilajelor tehnologice pentru introducerea sistemelor centralizate de răcire şi ungere (atît uleiurile neemulsionabile cît mai ales cele emulsionabile ridică probleme deosebite privind prepararea, circularea, filtrarea, recuperarea, îndepărtarea).

— Informarea completă a cadrelor tehnice din industrie (tehnologi, serv. mecanic şi energetic şef, laborator, secţii prelucrătoare) despre producerea acestor noi LUR în scopul extinderii şi generalizării utilizării lor.

— Păstrarea unor strînse legături între elaboratori (cercetători, furnizori), experimentatori şi consumatori în scopul îmbunătăţirii continui a calităţii LUR, a restrîngerii tiposortimentelor prin înlocuirea cu produse universale de înaltă calitate.

O altă activitate care va trebui abordată este tipizarea sistemelor de răcire şi ungere, realizarea unor sisteme centralizate; de asemenea este necesară elaborarea unor norme unitare de consumuri care să permită determinarea corectă a necesarului pe unităţi (funcţie de panoul MU, nr. de schimburi) şi să conţină date despre completarea, schimbarea periodică a lubrifianţilor tehnologici din sistemul de ungere şi răcire.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : Lichide de răcire şi ungere folosite la prelucrarea prin aşchiere în funcţie de genul operaţiei, de materialul piesei şi al sculei şi de regimul de aşchiere. I.C.P.-T.C.M. — 1970.

[2] * * * : Lichide de răcire şi ungere folosite la ştanţarea şi presarea la rece. I.C.P.T.C.M. — 1973.

[3] * * * : Cercetări şi experimentări în vederea extinderii şi generalizării noilor reţete de uleiuri de răcire şi ungere cu caracteristici superioare pentru prelucrarea din nou a metalelor. I.C.P.T.C.M. — 1976.

Résumé

Le fluides de refroidissement et de lubrification pour les procédé d'usinage par enlévement des copeaux constituent un domaine spécifique en ce qui concerne les demandes technologiques, les propriétes des performances, la diversité des types et des sortes.

L'étude présente les caractéristiques et les recommandations d'emploi des produits roumains modernes ainsi que leur équivalence avec les produits étrangers similaires.

Tabelul 5

Schema de recomandări generale de utilizare

Materialul de prelucrat / Genul operaţiei	Aluminiu şi aliaje	Cupru	Alamă moale	Alamă tare, bronz,	Nichel şi aliaje	Fontă	Oţeluri			
							cu prelucrabilitate ridicată	cu prelucrabilitate medie	cu prelucrabilitate redusă	termorezistente inoxidabile
Debitare, strunjire, frezare, găurire, lărgire	PE 1 1/20... 1/10 P1	PE 1 1/20... 1/10	PE 1 1/20... 1/10	PE1 1/20... 1/10	PE 1 1/20... 1/10	PE 2 1/20... 1/10	PE1, PE2 1/20... 1/10	PE1, PE2 1/20... 1/10 PE5EP 1/20	PE5EP 1/20... 1/10 P4C1	PE5EP 1/20... 1/10 P4C1
Rectificare (plan, cilindric)	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE 1 1/20	PE5EP 1/5... 1/3	PE5EP 1/5... 1/3
Prelucrări pe automate	P1	P1 P1B1 P1B2	P1 P1B1 P1B2	PE 1 1/20... 1/10	P1 P1B2	PE 1 1/20... 1/10	P4C1 PE5EP 1/20... 1/10	P4C1 PE5EP 1/20... 1/10	P4C1 P	P4C1
Danturare	—	—	—	—	—	—	P2A	P2A	P2A	P2A
Broşare	—	—	—	P1B1 P1B2	—	P4C2	P4C 2	P4C2	P4C2	P4C2
Găurire adîncă	P1	—	—	P1B1	—	P4C1	P4C1	P4C1	P4C1	P4C1
Filetare, rulare, superfinisare inele rulmenţi	P1R/S	P1R/S	P1R/S	P1R/S	—	—	P1R/S	P1R/S	P1R/R P1R/R	P1R/R
Honuire	P1	—	—	—	—	P1	P1	P1	P1 P1A1	P1 P1A1
Rectificare profile, danturi	—	—	—	—	—	—	P1B1 P1B2	P1B1 P1B2	P1B1 P1B2	P1B1 P1B2
Rodare, lepuire bile rulmenţi	—	—	—	—	P1L P2L	—	P1A2 P1L P2L	P1A2 P1L P2L	P1A2 P1L P2L	P1A2 P1L P2L
Ştanţare, ambutisare	PE5EP 1/10... 1/5	PE5EP 1/10... 1/5	PE5EP 1/10... 1/5 PS1	PE5EP 1/10... 1/5 PS1	— —	— —	PE5EP 1/5... 1/3 PS1	PE5EP 1/5... 1/3 PS1	PS1	PS1

Zusammenfassung

Die Kühl-und-Schmierflüssigkeiten für due spanabhebenden Bearbeitungen bilden ein Sondergebiet vom Standpunkt der technologischen Forderungen, der Leistungskenngrössen, der Typen-und-Sortenvielfaltigkeit. Es werden die Eigenschaften und Anwendungsempfehlungen einiger modernen rumänischen Erzeugnisse, sowie die Gleichwertigkeit mit ähnlichen ausländischen Erzeugnissen dargestellt.

Резюме

Охладительно — смазачные материалы для обработки со снятием стружки образуют специфическую область с точки зрения технологических требовании, своиств достижения и разнообразия сортиментов. Исследование представляет рекомендацию по применению румынских современных материалов эквивалентных с подобными заграничными материалами.

* * *

CZ: 620.178.1:621.891.001.2

Dan Pavelescu a absolvit facultatea de electro-mecanică a Institutului Politehnic din Bucureşti în anul 1947. Lucrează ca inginer în producţie în perioada 1947—1954 şi ca cercetător ştiinţific, sef de sector în perioada 1954—1970; îşi continuă apoi activitatea în învăţămîntul superior. A obţinut titlul de doctor inginer în 1957 iar în 1974 pe cel de doctor docent în ştiinţe. A deţinut funcţii de conducere ca inginer şi cercetător. În prezent este profesor şi şef al Catedrei de Organe de maşini a Institutului Politehnic Bucureşti, titular al disciplinelor Organe de maşini şi Tribologie. Este autor a numeroase lucrări de cercetare în domeniul tribologiei şi organelor de maşini, publicate, prezentate la diferite manifestări ştiinţifice din ţară şi străinătate.

Calculul statistic al uzurii, durabilităţii şi fiabilităţii unor cuple de frecare segment-cilindru

Prof. dr. doc. ing. Dan **PAVELESCU** – Institutul politehnic Bucureşti

1. Introducere. Natura statistică a procesului de frecare, ungere, uzare

După cum se cunoaşte, procesele tribologice (frecare-ungere-uzare) sînt deosebit de complexe, datorită influenţei şi uneori interacţiunii diferiţilor parametri sau factori „externi" (sarcină, temperatură, viteză, geometrie, etc.) sau „interni" (material, rugozitate, duritate, temperatură, structură, aditivi chimici în lubrifiant, etc.). Intervenţia acestor parametri poate influenţa diferit evoluţia procesului de uzare provocînd fluctuaţii ale coeficientului de frecare, ale temperaturii zonei de contact şi ale vitezei de uzare etc., care influenţează reproductibilitatea şi precizia determinărilor.

În cazul unor cuple de frecare cu geometrie simplă, variaţia unui singur parametru, este posibil să se determine influenţa acestuia asupra vitezei sau intensităţii uzării. În funcţionarea maşinilor intervenţia simultană a mai multor parametri face dificilă cunoaşterea ordinii şi ponderii influenţei fiecărui parametru sau a diferitelor grupuri de parametri.

În cazul cuplei de frecare segment-cilindru, utilizată în maşinile motoare cu ardere internă şi compresoarele cu piston, în evoluţia procesului tribologic concură cu pondere diferită toţi factorii menţionaţi mai sus [1].

În schema din figura 1 se prezintă o imagine a interdependenţei proceselor ce au loc în acest caz ; procesele mecanice, de interacţiune superficială şi frecare dau naştere unor procese termice de acumulare şi transfer de căldură, care influenţează atît procesele acţiunii mediului, de ungere, chimice şi tribochimice precum şi procesele de modificare a fazei şi structurii, cu implicaţii asupra proceselor ulterioare de interacţiune superficială şi a celor finale de modificare dimensională (uzarea).

Presupunînd condiţii normale de geometrie, rugozitate, sarcină, material, răcire etc., modificările vitezei în cadrul mişcării alternative impusă de sistemul bielă-manivelă respectiv, conduc la modificarea regimului de ungere de-a lungul cursei segmentului, ca în figura 2, ungerea hidrodinamică fiind asigurată numai zonal, n regiunea vitezelor mari, iar cea mixtă și limită în zona corespunzătoare vitezelor mici și zero. Modificarea unora din parametri ca sarcina, viteza relativă, temperatura etc. conduce la schimbări continui ale regimului de ungere, care nu mai poate să se „stabilizeze".

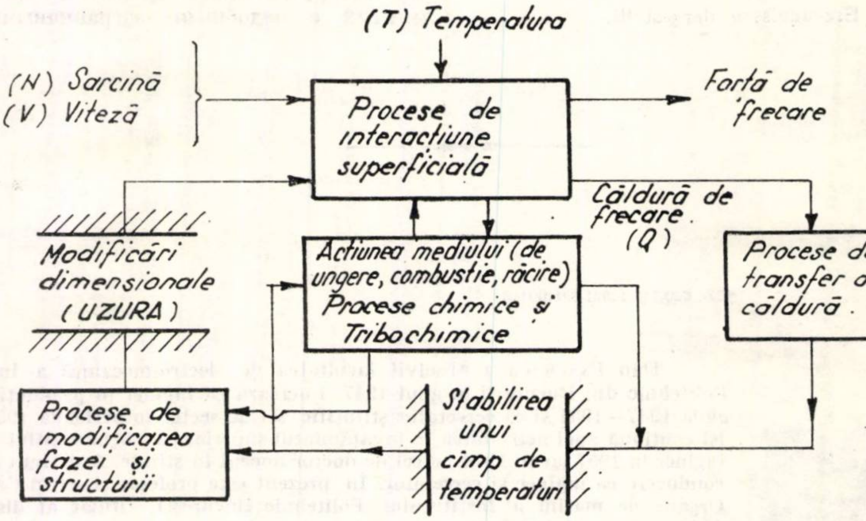

(T) Temperatura
(N) Sarcină
(V) Viteză
Procese de interacțiune superficială
Forță de frecare
Căldură de frecare. (Q)
Modificări dimensionale (UZURA)
Acțiunea mediului (de ungere, combustie, răcire) Procese chimice și Tribochimice
Procese de transfer de căldură.
Procese de modificarea fazei și structurii
Stabilirea unui cîmp de temperaturi

Fig. 1

Cea mai gravă consecință a ciclului complex, menționat mai sus, care conduce la uzare este gripajul, care apare prin supraîncălziri locale și distrugerea filmului de lubrifiant, urmată de anumite procese metalurgice locale, sudări.

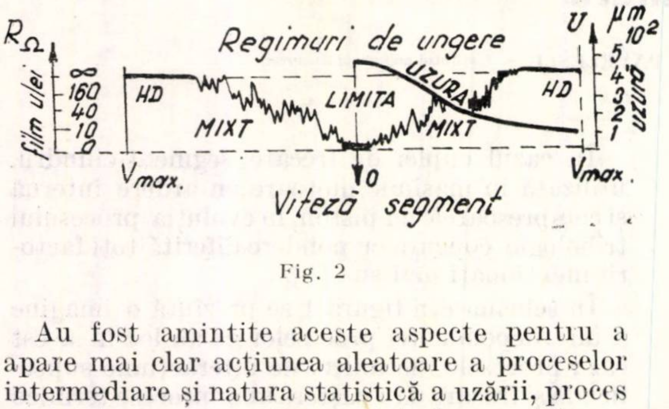


Fig. 2

Au fost amintite aceste aspecte pentru a apare mai clar acțiunea aleatoare a proceselor intermediare și natura statistică a uzării, proces care este greu (sau impropriu) de urmărit pe cale analitică; calea statistică o considerăm adecvată pentru o metodă de calcul la uzare care să fie aproape de fenomenul real, și deci să fie afectată mai puțin de erori.

În lucrarea de față ne-am propus să prezentăm metoda statistică de calcul a uzurii, durabilității și fiabilității cuplei segment-cilindru a unui compresor frigorific, metoda fiind proprie și altor tipuri de cuple de frecare întîlnite în construcția de mașini.

2. Calculul vitezei de uzare

Metoda presupune următoarele:

a) aprecierea probabilă a parametrilor care influențează uzura cu ponderea cea mai mare și verificarea ulterioară a acestei ponderi; astfel, pentru cupla de frecare segment-cilindru lubrifiată și solicitată normal, au fost presupuși ca influențînd uzarea cu pondere mai mare: duritatea segmentului (HB_s), duritatea cămășii cilindrului (HB_c) și viteza relativă medie (V_m);

b) posibilitatea efectuării unor determinări experimentale prealabile a vitezei de uzare Vu_s și Vu_c (mg/h) privind ambele suprafețe de frecare ale cuplei, respectiv ale segmentului și cilindrului;

c) efectuarea unui număr redus de determinări, funcție de combinațiile admise; astfel au fost admise cîte 2 valori ale parametrilor menționați:

$$HB_{s_1} = 168\ (\text{daN/mm}^2)\,;\ HB_{c_1} =$$

$$= 150\ (\text{daN/mm}^2)\,;\ V_{m_1} = 1{,}25\ (\text{m/s})$$

$$HB_{s_2} = 239\ (\text{daN/mm}^2)\,;\ HB_{c_2} =$$

$$= 208\ (\text{daN/mm}^2)\,;\ V_{m_2} = 2{,}00\ (\text{m/s})$$

(rezultă 8 combinații ale acestor parametri);

d) alegerea unei metode de măsură care să conducă la rezultate cît mai sigure și mai reproductibile; a fost utilizată metoda trasorilor radioactivi; segmentul superior (65) de fontă Fc 25 cu un conținut de 1% Ir a fost iradiat integral; în cămașa de Fc 35 așa cum se arată în lucrarea [2], au fost introduse 4 știfturi radioactive în regiunea de uzură maximă. După rodaj au fost efectuate 2 și 3 măsurători pentru fiecare combinație. Valorile medii ale acestor determinări pentru segmentul superior sînt prezentate în tabelul 1;

e) obținerea a 2 ecuații de regresie:

$$V_{u_s} = A_0 + A_1\,HB_s + A_2\,HB_c + A_3\,V_m \quad (1)$$

$$V_{u_c} = A'_0 + A'_1\,HB_s + A'_2\,HB_c + A'_3\,V_m \quad (1')$$

S-a demonstrat că se poate renunța la termenii de ordin superior (de exemplu $A_{11}HB_s^2$, $A_{22}HB_c^2$ etc.) și se poate admite o ecuație de regresie liniară, dacă este statistic semnificativă. Pentru segment, prin utilizarea metodei celor mai mici pătrate şi ţinînd seama de valorile sumelor respective pe coloane şi linii din tabela 1, se ajunge la următorul sistem de ecuaţii :

$$\begin{aligned} &8A_0 + 1666A_1 + 1432A_2 + \\ &+ 13A_3 = 39{,}200\cdot 10^{-2} \\ &1616A_0 + 335680A_1 + 289264A_2 + \\ &+ 2626A_3 = 78{,}028\cdot 10^{-2} \\ &1432A_0 + 289264A_1 + 263056A_2 + \\ &+ 2327A_3 = 71{,}792\cdot 10^{-2} \\ &13A_0 + 2626A_1 + 2327A_2 + \\ &+ 22{,}25A_3 = 66{,}475\cdot 10^{-2} \end{aligned} \qquad (2)$$

Tabelul 1

Vitezele de uzură $V_{u_s} \times 10^2$ mg/h

V_m	V_{m_1}		V_{m_2}		Total
HB	HB_{c_1}	HB_{c_2}	HB_{c_1}	HB_{c_2}	
HB_{s_1}	3,8	5,1	5,6	6,8	21,3
HB_{s_2}	2,7	4,3	4,7	6,2	17,9
Total	6,5	9,4	10,3	13,0	39,2

Pentru determinarea coeficienţilor A_i se utilizează metoda simplex [6] (vezi tabelul 2) şi se obţine ecuaţia de regresie a vitezei de uzare a segmentului :

$$V_{u_s} = -\,0{,}905\cdot 10^{2} - 1{,}25\cdot 10^{-4} HB_s + + 2{,}414\cdot 10^{-4} HB_c + 2{,}467\cdot 10^{-2}\, V_m \ (\mathrm{mg/h}) \qquad (3)$$

Menţionăm că în coloana 4 a tabelului 2 sînt prezentate valorile medii ale vitezei de uzare V_u (mg/h) obţinute experimental pentru cele opt combinaţii ale parametrilor consideraţi. În mod similar, se obţine ecuaţia de regresie a vitezei de uzare a **cămăşii cilindrului :**

$$V_{u_c} = 2{,}659\cdot 10^{-5} + 2{,}158\cdot 10^{-7} HB_s - - 2{,}812\cdot 10^{-7} HB_c + 1{,}694\cdot 10^{-5}\, V_m (\mathrm{mg/h}) \qquad (4)$$

f) obţinerea valorilor calculate ale $V_{u_s} + V_{u_c}$ prin înlocuirea în relaţiile (3) şi (4) a valorilor parametrilor $HB_{s_{1,2}}$; $HB_{c_{1,2}}$ şi $V_{m_{1,2}}$ (de la punctul c). Valorile rezultate pentru cele 8 combinaţii posibile sînt prezentate în tabelul 3.

g) determinarea erorilor ε_s şi ε_c maxime admise ; ele necesită în prealabil stabilirea abaterilor medii pătratice σ_s şi σ_c ale valorilor experimentale faţă de cele ale valorilor calculate pe baza tabelului 3 :

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{\Delta V_{us}^2}{8-4}} = 0{,}1224\cdot 10^{-2}\ \mathrm{mg/h}\,; \qquad \sigma_c = 0{,}1871\cdot 10^{-5}\ \mathrm{mg/h} \qquad (5)$$

Rezultă :

$$\varepsilon_{s,c} = \pm\, t_q \cdot \frac{\sigma_{s,c}}{\sqrt{n}}$$

unde : $t_q = 2{,}766$ din tabelul studiat [6] pentru probabilitatea 97,5% şi 4 grade de libertate ; $n = 8$.

$$\varepsilon_s = 0{,}12\cdot 10^{-2}\ \mathrm{mg/h}\,; \quad \varepsilon_c = 0{,}18\cdot 10^{-5}\ \mathrm{mg/h} \qquad (6)$$

Erorile statistice sînt mici, acceptabile.

3. Durabilitatea cuplei de frecare

Admitem că uzura maximă este aceea corespunzătoare unei deschideri a segmentului de 0,8 mm (faţă de 0,2 mm la montare) ; astfel grosimea materialului respectiv pierdut prin uzură (pe rază) va fi [2] :

$$h_M = h_s + h_c = 0{,}1\ (\mathrm{mm}) \qquad (7)$$

Tabelul 2

Date privind segmentul

Nr. crt.	HB_s	HB_c	V_m	V_u (10^2)	HB_s^2	HB_c^2	V_m^2	$HB_s \cdot HB_c$	$HB_s \cdot V_m$	$HB_c \cdot V_m$	$HB_s \cdot V_u$	$HB_c \cdot V_u$	$V_m \cdot V_u$ (10^2)	V_u^2 (10^4)
1	168	150	1,25	3,8	28224	22500	1,5625	25200	210	187,5	6,384	5,700	4,750	14,44
2	168	150	2,00	5,6	28224	22500	4,0000	25200	336	300,0	9,408	8,400	11,200	31,36
3	168	208	1,25	5,1	28224	43264	1,5625	34944	210	260,0	8,568	10,608	6,375	26,01
4	168	208	2,00	6,8	28224	43264	4,0000	34944	336	416,0	11,424	14,144	13,600	46,24
5	236	150	1,25	2,7	55696	22500	1,5625	35400	295	187,5	7,372	4,050	3,375	7,29
6	236	150	2,00	4,7	55696	22500	4,0000	35400	479	300,0	11,092	7,050	9,400	22,09
7	236	208	1,25	4,3	55696	43264	1,5625	49088	295	260,0	10,148	8,944	5,375	18,49
8	236	208	2,00	6,2	55696	43264	4,0000	490088	472	467,0	14,632	12,896	12,400	38,44
Total	1616	1432	13,00	39,2	335680	263056	22,2500	289244	2626	2327,0	78,028	71,792	66,457	204,26

Tabelul 3

Vitezele de uzare determinate pe cale experimentală și cele calculate

Valorile parametrilor (HB_s, HB_c, V_m)	V_u (10^{-2} mg/h) segm.		$V^2_{u_s}$	V_u (10^{-5} mg) cămașă		$V^2_{u_c}$
	Experim.	Calcul		Experim.	Calcul	
HBs_1, HBc_1, Vm_1	3,8	3,7	0,01	4,0	4,2	0,04
HBs_1, HBc_1, Vm_2	5,6	5,5	0,01	5,6	5,5	0,01
HBs_1, HBc_2, Vm_1	5,6	5,1	0,00	2,5	2,6	0,01
HBs_1, HBc_2, Vm_2	6,8	6,9	0,01	3,9	3,8	0,01
HBs_2, HBc_2, Vm_1	2,7	2,8	5,01	5,7	5,6	0,01
HBs_2, HBc_1, Vm_2	4,7	4,7	0,00	6,9	6,9	0,00
HBs_2, HBc_2, Vm_1	4,3	4,2	0,01	4,2	4,0	0,04
HBs_2, HBc_2, Vm_2	6,2	6,1	0,01	5,1	5,3	0,04

Total $0,06 \cdot 10^{-4}(\mathrm{mg/h})^2$ Total $0,14 \cdot 10^{-10}(\mathrm{mg/h})^2$

deschiderea maximă aleasă fiind produsă de uzarea simultană atît a segmentului (h_s) cît și a cămășii cilindrului (h_c).

Se notează cu K_v :

$$K_v = \frac{V_{u_s}}{V_{u_c}} = \frac{h_s}{h_c} \tag{8}$$

Din relațiile (7) și (8) rezultă :

$$h_s = \frac{K_v}{1 + K_v} h_M \text{ și } h_c = \frac{1}{1 + K_v} h_M \tag{9}$$

Durabilitatea segmentului, respectiv a cămășii, la uzare , va fi :

$$D_{s,c} = \frac{G_{s,c}}{V_{u_{s\cdot c}}} \text{ ore} \tag{10}$$

unde :

$$\begin{aligned} G_s &= 7,85\, \pi\, D \cdot l_s \frac{K_v}{1 + K_v} h_M\ (g) \\ G_c &= 7,85\, \pi\, D \cdot l_c \frac{1}{1 + K_v} h_M\ (g) \end{aligned} \tag{11}$$

D-diametrul interior al cămășii = diametrul exterior al segmentului ; l_s, l_c — înălțimea segmentului, respectiv a cămășii, partea cu știfturi radioactive.

Pe baza acestor relații și a tabelului 3 cu date experimentale, în tabelul 4 se prezintă durabilitățile corespunzătoare celor 8 combinații. În cazul exemplificat, rezultă o variație a durabilității între 6230 ore și 11940 ore pentru segment și între 14810 ore și 27860 ore pentru cămașă în funcție de durabilitățile suprafețelor cuplei de frecare și viteza relativă. Valorile confirmă datele din exploatare.

Tabelul 4

Durabilitatea segmentului și cămășii cilindrului

Combinații	K_v	h_s (mm)	h_c (mm)	Durabilitate (ore)	
				Segment	Cămașă
HBs_1. HBc_1, Vm_1	4,13	0,080	0,020	10130	24060
HBs_1, HBc_1, Vm_2	4,35	0,081	0,019	6960	16330
HBs_1, HBc_1, Vm_1	8,87	0,090	0,010	8490	19250
HBs_1, HBc_2, Vm_2	7,58	0,088	0,012	6230	14810
HBs_2, HBc_1, Vm_1	2,06	0,067	0,033	11940	27860
HBs_2, HBc_1, Vm_2	2,96	0,075	0,025	7680	17440
HBs_2, HBc_2, Vm_1	4,45	0,082	0,018	9180	20620
HBs_2, HBc_2, Vm_2	5,29	0,084	0,016	6520	15100

4. Ponderea influenței parametrilor asupra vitezei de uzare

Trebuie demonstrat că metoda celor mai mici pătrate este justificată, că cei trei parametri aleși sînt parametrii cei mai importanți și ponderea (fiecare în parte și toți împreună) asupra vitezei de uzură și deci asupra durabilității cuplei de frecare.

Rezolvarea este dată de calculul coeficienților normați, al coeficienților corelației multiple, al celor de corelație parțială și al coeficienților de determinație.

Coeficienții normați(β) se obțin prin multiplicarea coeficientului A al fiecărei varabile cu raportul dintre abaterea medie pătratică a variabilei respective și abaterea medie pătratică a variabilei dependente (V_u) [1], [5]. Astfel, **pentru segment:**

$$\beta_{1_s} = A_1 \frac{HB_s}{V_u} - 1,25 \cdot 10^{-4} \frac{48,08}{1,32 \cdot 10^{-2}} = -0,4553 \tag{12}$$

La fel rezultă $\beta_{2_s} = 0,7498$ și $\beta_{3_s} = 0,9917$

Pentru **cămașa cilindrului :**

$$\beta_{1_c} = 2,158 \cdot 10^{-7} \frac{48,08}{1,4 \cdot 10^{-5}} = 0,741 ; \tag{13}$$

$$\beta_{2_c} = 0,824 ; \ \beta_{3_c} = 0,641$$

Aceste valori permit o primă apreciere a ordinii parametrilor considerați. De exemplu, atunci cînd unul dintre parametri variază cu o abatere medie patratică a lui, viteza de uzare variază cu abateri medii pătratice ale sale. În primul caz (segment), se constată că la creşterea durităţii (HB_s) viteza de uzare V_u scade, iar la creşterea lui HB_c şi V_m valoarea lui V_{u_s} creşte. Cantitativ, efectul cel mai important îl are V_m urmată de HB_c şi HB_s. În mod similar, pentru cămaşa cilindrului se obţine ordinea de influenţă HB_c, HB_s şi V_m.

Coeficienţii corelaţiei multiple (R) depind de raportul dintre dispersia valorilor determinate pe baza ecuaţiei de regresie multiplă şi de dispersia valorilor V_u determinate experimental. Notînd cu $\overline{V}_u$ valorile calculate cu ecuaţiile de regresie (3) şi (4) iar cu V_u^* media valorilor calculate, aceşti coeficienţi se obţin cu relaţia :

$$R_{s,c} = \sqrt{1 - \frac{(V_u - \overline{V}_u)^2}{(V_u - \overline{V}_u^*)^2}} \qquad (13)$$

Astfel, pentru segment

$$R_s = \sqrt{1 - \frac{0{,}069 \cdot 10^{-4}}{12{,}28 . 10^{-4}}} = 0{,}997 \text{ şi pentru} \qquad (14)$$

cilindru $R_c = 0{,}995$.

Valorile fiind apropiate de unitate, rezultă că linia de regresie ajustează foarte bine curba experimentală.

Coeficienţii de corelaţie parţială (r), stabilesc dependenţa dintre viteza de uzare şi fiecare parametru în parte ; exemplificînd pentru parametrul V_m, coeficientul respectiv de corelaţie parţială se calculează cu relaţia :

$$r_{V_u}(V_m) = \sqrt{\frac{\sigma V_u^2(HB_s, HB_c) - \sigma V_u^1(HB_c, HB_c, V_m)}{\sigma^2 V_u (HB_s, HB_c)}} \qquad (15)$$

Deci, este necesească scrierea ecuaţiilor de regresie cu cîte două variabile independente care pentru **segment** sînt :

$$V_{u_{s,e}} = 3{,}104 \cdot 10^{-2} - 1{,}25 \cdot 10^{-4}\, HB_s + 2{,}414 \cdot 10^{-4}\, HB_c$$

$$V_{u_{s,v}} = 3{,}705 \cdot 10^{-2} - 1{,}35 \cdot 10^{-4}\, HB_s + 2{,}289 \cdot 10^{-2}\, V_m \qquad (16)$$

$$V_{u_{c,v}} = - 3{,}430 \cdot 10^{-2} + 2{,}414 \cdot 10^{-4}\, HB_c + 2{,}467 \cdot 10^{-2}\, V_m$$

Pe baza relaţiei :

$$\sigma^2\, V_{u_s} (HB_s, HB_c, V_m) = \frac{\sum V_u^2 - A_0 \sum V_u - A_1 \sum V_u HB_s - A_2 \sum V_u HB_c - A_3 \sum V_u\, V_m}{n} \qquad (17)$$

pentru $n = 8$ şi a datelor din tabelul 2, rezultă $\sigma^2 V_{u_s} = 0{,}009 \cdot 10^{-2}$

În mod asemănător, folosind relaţia (17) numai cu termenii adecvaţi rezultă :

$$\sigma^2\, V_{u_s}(HB_s, HB_c) = 0{,}864 \cdot 10^{-4} ;$$
$$\sigma^2\, V_{u_s}(HB_s, V_m) = 0{,}562 \cdot 10^{-4} \qquad (18)$$
$$\text{şi } \sigma^2\, V_{u_s}(HB_c, V_m) = 0{,}189 \cdot 10^{-4}$$

Pe baza relaţiei tip (15) şi a datelor (17) şi (18) rezultă pentru segment :

$$r V_{u_s}(V_m) = 0{,}995 ;\; r V_{u_s}(HB_c) = 0{,}992 ; \quad r V_{u_s}(HB_s) = 0{,}975 \qquad (19)$$

În mod similar, pentru *cămaşa cilindrului* :

$$r V_{u_c}(V_m) = 0{,}976 ;\; r V_{u_c}(HB_c) = 0{,}985 ; \quad r V_{u_c}(HB_s) = 0{,}982 \qquad (20)$$

Se remarcă aceeaşi ordine de influenţă sesizată anterior, cît şi faptul că parametrii luaţi în consideraţie au ponderea cea mai mare de influenţă asupra lui V_u.

Coeficienţii de determinaţie (multiplă şi parţială) au drept scop descompunerea dispersiilor valorilor vitezei de uzare (V_u) pe seama dispersiilor valorilor celor trei parametri consideraţi.

Pentru **segment** : $dV_{u_s} = R^2_{V_u} = 0{,}994$ şi (21)

pentru **cilindru** : $dV_{u_c} = R^2_{V_{u_c}} = 0{,}989$ (21′)

arată că nu este nevoie să se ia în consideraţie şi alţi parametri deoarece aproape 99% din dispersia valorilor lui V_u se datoreşte parametrilor aleşi.

Coeficienţii de determinaţie parţială se calculează cu relaţia :

$$dV_u(HB_s) = A_1 \frac{n \sum HB_s\, V_u - (\sum HB_s) \cdot (\sum V_u)}{n \sum V_u^2 - (\sum V_u)^2} \qquad (22)$$

(particularizată pentru HB_s, presupunînd HB_c şi V_m constanţi). Rezultă :

$$dV_{u_s}(HB_s) = 0{,}118 ;\quad dV_{u_s}(HB_c) = 0{,}319 ; \quad dV_{u_s}(V) = 0{,}557 \qquad (22)$$

Rezultă că ponderea influenţei vitezei medii (asupra vitezei de uzare a segmentului) este cea mai mare (55,7%), urmînd aceea a durității cămășii (31,9%) și a durității segmentului (11,8%). În mod similar, pentru viteza de uzare a **cămășii cilindrului**, se obține următoarea ordine de influență :

$$HB_c(40{,}8\ \%)\ ;\ HB_s(33{,}2\%)\ ;\ V_m(24{,}9\%)$$

Faptul că valorile coeficienților de corelație multiplă, a coeficienților de corelație parțială și a coeficienților de determinație multiplă sînt apropiate de 1, demonstrează atît eficacitatea utilizării metodei de ajustare cît și faptul că cei trei parametrii considerați au cea mai mare influență.

5. Fiabilitatea cuplei de frecare

Viteza de uzare este o variabilă aleatoare atît prin prisma fenomenului de măsură a uzurii cît și prin prisma fenomenului propriu-zis al uzării (desprinderii particulelor de uzură). Coeficienții din ecuațiile vitezei de uzare [3] și [5] sînt de asemenea aleatori, depinzînd de valorile vitezelor de uzare măsurate. Atît durabilitatea cît și fiabilitatea sînt funcții statistice care pot fi considerate cu aceeași probabilitate. Ambele, ca funcții de viteză de uzare, pot fi aproximativ satisfăcător de către o distribuție normală (gaussiană) funcție de durata de viață (T) abaterea standard (σ).

În ipoteza unanim acceptată pentru cazul distribuției de mai sus și anume că în perioada respectivă nu se efectuează înlocuiri sau reparații atunci, pentru aceeași cuplă de frecare (în cazul de față, cupla segment/cilindru), în perioada de durabilitate optimă, obținută prin intermediul vitezei de uzare, poate exista și siguranță în exploatare (fiabilitate) cu aceeași probabilitate. Nu există siguranță deplină în perioada de durabilitate maximă deoarece fiabilitatea nu depinde numai de uzare.

Dacă se compară curba tip, de evoluție în timp a intensității de defectare $\lambda(T)$, exprimată ca număr relativ de defectări pe unitatea de timp și curba de evoluție în timp a uzurii (fig. 3) rezultă următoarele [3] :

Deși fiabilitatea nu este funcție numai de uzare, sînt distincte trei zone semnificative, în care **uzarea este fenomen predominant.**

Astfel, zona I, de defectare timpurie in care curba (*a*) $\lambda(T)$ scade continuu, este dependentă de calitatea rodajului și a montajului ; această zonă corespunde zonei de uzare inițială (de rodaj) (*b*), cu mențiunea că simpla alură a acestei curbe nu poate da indicații privind calitatea rodajului.

Zona II-a a perioadei de funcționare normală (*a*) sau a ratei constantei a căderilor accidentale corespunde perioadei de ,,uzare normală'' (*b*). În ambele cazuri, extinderea acestei zone este în strînsă dependență de calitatea montajului, a rodajului (zona I-a), precum și a materialelor, durității suprafețelor, ungerii întreținerii etc. Este zona în care funcționarea cuplei este determinată pentru valoarea durabilității și a fiabilității.

Principial, fiabilitatea scade cu creșterea timpului de funcționare, dar ea poate fi sporită prin elemente tribologice cunoscute : calitatea materialelor și a suprafețelor, ungere cu aditivi etc. situație care poate extinde această zonă. În același timp, uzura crește cu o rată care poate fi practic constantă; viteza de uzare poate fi redusă cu aceleași elemente de antiuzare.

În zona III-a, a ,,penelor de uzură'' pentru curba (*a*), $\lambda(T)$ și respectiv a ,,uzării distructive'' pentru curba (*b*), $U(T)$, ambele curbe devin repede crescătoare.

În cele de mai sus s-a presupus că prima defectare apare la timpul $t = D_0$ (durabilitatea optimă, egală cu m_0).

Pentru calculul funcției σ (abaterea standard) se obține prin calcularea în prealabil a vitezelor de uzare cu ecuațiile (3) și (4) și compararea

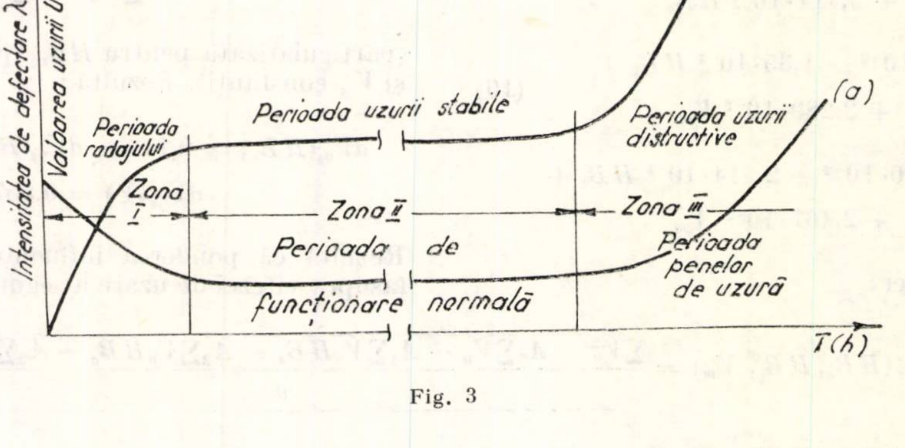


Fig. 3

cu datele experimentale care au dus la scrierea acestor ecuații. Valorile abaterilor medii pătratice obținute sînt următoarele :

$$\sigma_s = \sqrt{\frac{\Delta D_s^2}{4}} = 309 \ h \, ; \quad \sigma_c = \sqrt{\frac{\Delta D_c^2}{4}} = 660 \ h \tag{23}$$

Pentru perechea de suprafețe care constituie cupla de frecare, după cum rezultă și din figura 4 (curbele 1 și 2) nu există zonă de suprapunere a celor două curbe gaussiene deoarece durabilitatea cămășii cilindrului este apreciabil mai mare decît cea a segmentului, iar abaterile medii pătratice σ_s și σ_c au valori relativ reduse. Pe figura 4 curbele de distribuție 3 și 4 se vor deplasa spre stînga fără a avea de asemenea zone de suprapunere.

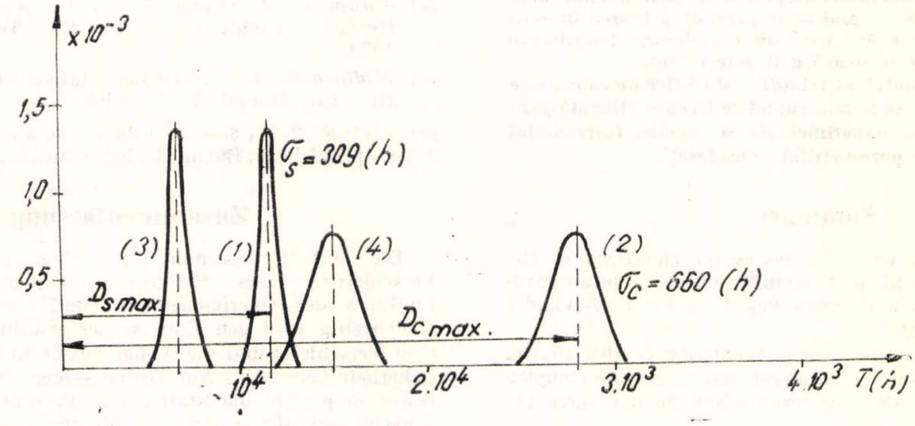


Fig. 4

Spre deosebire de compresorul considerat, o serie de compresoare care funcționează în aceleași condiții prezintă totuși propria ei fluctuație statistică datorită : abaterilor de la dimensiunile proiectate ale cuplei segment-cilindru (la care ne referim în principal), abaterilor de la duritățile prescrise (cu influență mare după cum s-a văzut), abaterilor de montaj etc. Aceste abateri conduc pentru fiecare suprafață (segment și respectiv cilindru) la alte două distribuții gaussiene, curbe reale ale durabilității medii a cuplei segment și cilindru, deplasate față de cele calculate datorită valorilor diferite $m_0(D_0$ și $D'_0)$.

În figura 5 s-a considerat numai cazul curbelor de durabilitate mai mică a segmentului (1 — primul caz și 1′ din lotul de 10 compresoare) (segmenții prezintă o fiabilitate mai mică decît a cămășilor cilindrilor).

$$D_{0_s} = 11940 \ h \ \text{cu} \ \sigma_s = 309 \ h \ \text{și} \ D'_{0s} = 10800 \ h$$
$$\text{cu} \ \sigma'_{0_s} = 450 \ h \tag{24}$$

În cazul considerat, zona hașurată (de suprapunere parțială a curbelor) va da indicații asupra cazurilor în care sînt respectate prevederile din proiectare. Pentru a determina fiabilitatea trebuie avute în vedere condițiile tehnologice ale uzinei producătoare. În cazul considerat, probabilitatea diferenței :

$$dif = \sigma_s^2 + \sigma_{0_s}^2 = 545 \tag{25}$$

poate fi estimată prin evaluarea suprafeței comune, diferența medie fiind :

$$Dif. = 11940 - 10\,800 = 1140 \ h \, ;$$

Atunci :

$$z = -\frac{1140}{545} = -2{,}1$$

Din tabelele A.1 anexă lucrării [4] rezultă că suprafața mai mare ca 0 este 0,98214, astfel încît pentru exemplul dat fiabilitatea este foarte bună (98,21 %).

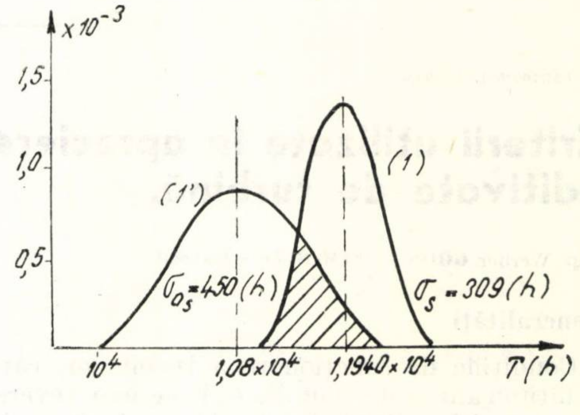


Fig. 5

6. Concluzii

Din cele de mai sus rezultă posibilitatea de utilizare a metodelor statistice de calcul al uzurii pentru determinarea vitezei de uzare, a durabilității și fiabilității organelor de ma-

șini. În cazul în care curba de uzură în perioada uzării normale de exploatare nu prezintă o alură liniară, cu viteză de uzare constantă, pot fi scrise ecuații corespunzătoare ale vitezei de uzare.

Deși ecuațiile de calcul ale vitezei de uzare (3) și (4) sînt efectuate de erori statistice, avantajele metodei sînt evidente dacă ținem seama de volumul de informații ce rezultă raportat la volumul de informații experimentale; bazîndu-se pe un număr mai redus de determinări, odată stabilite pentru un anumit domeniu, relațiile de calcul statistic asigură o mare economie de timp, material și de manoperă.

Metodele statistice mai permit, după cum s-a văzut, stabilirea ordinii de influență a factorilor uzării precum și determinarea unor relații de calcul al intensității sau vitezei de uzare, sau al altor mărimi cu caracter statistic ce intervin în procesul de frecare-uzare.

Metodele și relațiile statistice de calcul, care au la bază îndeosebi date experimentale, impun obținerea acestor date cu o reproductibilitate cît mai bună precum și luarea în considerație a factorilor uzării care au o influență hotărîtoare față de parametrul ce urmează a fi determinat.

Principalul dezavantaj al relațiilor statistice de calcul este acela că ele se adresează numai cuplei de frecare utilizată pentru furnizarea datelor experimentale și practic, intervalului valorilor extreme ale parametrilor considerați.

Față de relațiile analitice de calcul, ele prezintă marele avantaj, că pornesc de la situația reală reflectată prin date experimentale, care ține seama de interacțiunea tuturor factorilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D., Mușat, M*: Cu privire la determinarea ordinii și ponderii influenței parametrilor în procesul de frecare-uzare a unei cuple piston-cilindru, Bul. Univ. Brașov, Mec. Aplicată XVI, 1974.

[2] *Pavelescu, D.*: Stabilirea ecuației vitezei de uzură și a durabilității unei cuple de frecare segment-cilindru, Simpozion Reșița, 1972.

[3] *Pavelescu, D.*: Dependența uzare-fiabilitate pentru o cuplă de frecare piston-cilindru, St. și Cercet. de Mec. Aplic. 34. 3 1975.

[4] *Juran, I. M., Gryna, F. M. Jr.*: Calitatea produselor (trad. l. engleză – S.U.A.) Ed. Tehnică, București 1973.

[5] *Malinvaud, E.*: Méthodes statistiques de l'économétrie. Ed. Dunod, Paris, 1969.

[6] *Marinescu, I.*, ș. a.: Elemente de statistică matematică și aplicațiile ei, București, Ed. Științifică, 1963.

Summary

This paper deals with the regression equations of the Wear rate the service life and the influence of the mean hardness of the surfaces and mean velocities for ring-cylinder friction pair wear rate.

The dependence service life – reliability is also shown. The author prefers the statistical calculation for the complex character of the friction-wear process and do not agree the analitical relations.

Résumé

On présente les équations de régression de la vitesse d'usure pour des couples de frottement segment-cylindre en fonction de la dureté des surfaces et de la vitesse relative, la durabilité optimale et l'influence des ces paramètres sur la vitesse d'usure. La dépendence durabilité – fiabilité est aussi présentée. L'auteur a l'opinion que, pour les phénomènes complexes, les méthodes statistiques sont plus sûres que celles analitiques.

Zusammenfassung

Die Arbeit bestimmt die Regressiongleichungen des Verschleisses eines Reibpaares Kolbenring/Zylinder als Funktion der Oberflachenhärte und Gleitgeschwindigkeit. Gleichzeitig wird den Einfluss der erwähten Parameter auf dem Verschleiss und die Abhängigkeit Lebensdauer/Betriebsicherheit berechnet. Auf Grund seiner Ergebnisse der Verfasser empfichlt die statistische Berechnungsmethode des Verschleisses, die es genauere als analytische Methode wëre.

Резюме

В работе устанавливаются регрессивные уравнения скорости износа для пары кольцо-цилиндр в зависимости от твердости поверхности и относительной скорости, а также от оптимальной долговечности и от степени влияния вышеуказанных параметров на скорость износа.

Далее приводится зависимость характеристик долговечности-надежности.

По мнению автора статистические методы дают возможность более точного расчета по сравнению с аналитическим методом.

◆

CZ ; 621.165 :621.892.099.6

Criterii utilizate în aprecierea calității uleiurilor aditivate de turbină.

Ing. Werner **GOOS** – ICEMENERG – București

Generalități

Condițiile de funcționare a turbinelor, care în ultimii ani au devenit din ce în ce mai severe, duc-datorită solicitărilor termice ridicate – la cerințe mult mai exigente în ceea ce privește puritatea aburului și calitatea uleiurilor folosite. Presiunile și temperaturile de lucru ale turbinelor de abur au cunoscut o ascensiune apreciabilă. Astăzi temperaturi între 500–600°C și presiuni între 100–200 atmosfere ale aburului nu mai aparțin unor domenii de încercări riscante [1], [2]: acestor parametri li se adaugă turații între 1500–3000 t/minut.

De la lubrifianți se cere ca să prezinte proprietăți inițiale optime și ca acestea să se păstreze pe o perioadă de timp cît mai mare posibilă. Astăzi se ating pe plan mondial pentru uleiurile aditivate de turbină aproximativ 80 000–

— 100 0000 ore de funcţionare continuă cu completări anuale ce variază între 2—8 % [3], [4]. Acest deziderat se poate atinge numai printr-o foarte bună cunoaştere şi o îmbunătăţire permanentă a proceselor de fabricaţie şi printr-o supraveghere corespunzătoare a uleiurilor în timpul funcţionării turboagregatelor [5], [6].

Problema îmbunătăţirii permanente a calităţii uleiurilor reprezintă într-adevăr aspectul de esenţă, dar nu mai puţin important este modul de exploatare a acestor uleiuri, adică felul testelor de performanţă aplicate, corelarea valorică a rezultatelor obţinute în diferitele faze de oxidare şi mai ales alegerea justă a valorilor limită pentru caracteristicile uleiurilor, la care funcţionarea sigură a sistemelor de ungere şi de reglaj nu este periclitată.

În general metodele de laborator izvorăsc din necesitatea de a obţine într-un interval de timp cît mai scurt informaţii valabile pentru aprecierea comportării uleiurilor. S-au încercat diferite căi pentru ,,îmbătrînirea'' artificială a uleiurilor aditivate de turbină care să permită o bună extrapolare a rezultatelor pentru oxidările care se produc în condiţiile de exploatare existente în turboagregate. Criteriile care au servit pentru aprecierea calităţii uleiurilor în diferite faze de oxidare au constituit modernele teste de performanţă care se vor trata în cele ce urmează :

Teste de performanţă

Tendinţa de spumare şi stabilitatea spumei.

Această caracteristică se determină conform STAS—7423—70. Spuma superficială este formată din bule de aer ce au un diametru de aproximativ 1 mm şi mai mare. Aceste bule se ridică rapid la suprafaţă, expandează şi se unifică în spumă. Spre deosebire de dispersiile de aer în ulei (la care este vorba de bule sferice şi al căror timp de separare nu poate fi micşorat prin aditivare), formarea spumei de suprafaţă poate fi împiedicată uşor prin adăugare de antispumanţi.

În acest caz este vorba de substanţe care reduc tensiunea superficială a uleiurilor. În special uleiurile siliconice cu greutate moleculară mare (doar parţial solubile în ulei) sînt foarte eficiente deja în domeniul concentraţiilor de ppm.

Polisiloxanii organici sînt aditivi antispumanţi foarte cunoscuţi. Întrucît spumarea exagerată poate fi observată şi înlăturată uşor, la uleiuri această diferenţă este relativ mică faţă de cea pricinuită de dispersiile de aer în ulei [7].

Uleiurile de bază respectiv cele neaditivate spumegă uneori foarte tare, însă spuma formată este instabilă descompunîndu-se foarte repede. La uleiurile din exploatare spuma se poate stabiliza datorită impurităţilor mecanice şi a apei pătrunse în ulei [8], [9].

În figura 1 se poate urmări influenţa apei asupra stabilităţii spumei şi asupra tendinţei de spumare pentru un ulei aditivat de turbină de provenienţă românească.

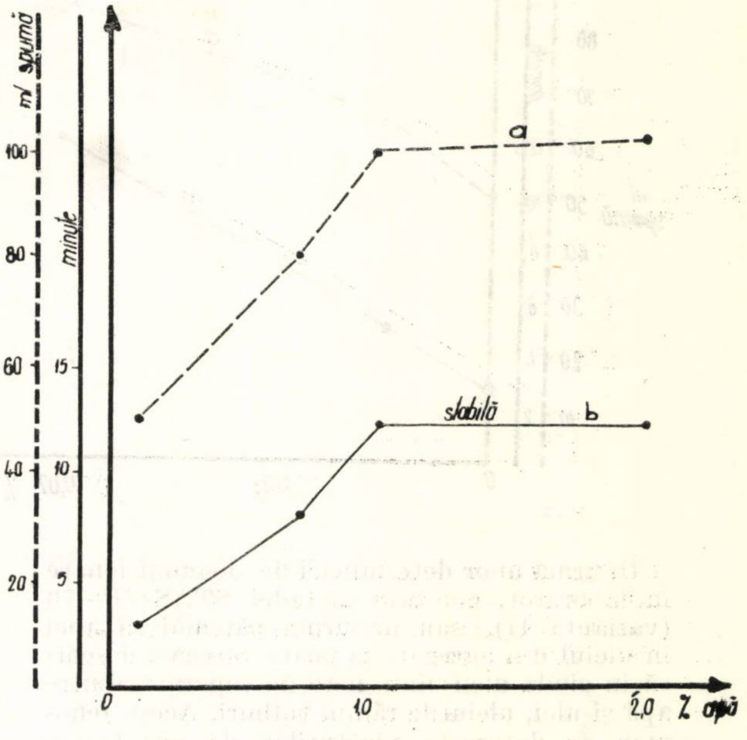


Fig. 1 — Influenţa apei asupra tendinţei de spumare şi asupra stabilităţii spumei pentru un ulei aditivat A.
a — tendinţa de spumare
b — stabilitatea spumei

Diagrama s-a obţinut prin adăugarea apei în ulei în diferite concentraţii ce depăşesc limita admisă de Regulamentul de exploatare PE 214—73 [6], şi care caracterizează situaţiile accidentale de pătrundere a apei în circuitul de ulei. Se observă că la o concentraţie a apei de aproximativ 0,9 % spuma devine stabilă. De asemenea şi tendinţa de spumare creşte prin sporirea conţinutului de apă.

În privinţa determinării influenţei impurităţilor metalice (s-a folosit abraziune de cupru) se observă de asemenea o influenţă negativă asupra tendinţei de spumare şi mai ales asupra stabilităţii spumei formate. Acest lucru se poate observa în figura 2, care reprezintă de asemenea comportarea uleiului A ulei aditivat de provenienţă românească.

Viteza de desemulsionare

Pentru a obţine unele informaţii referitoare la capacitatea uleiurilor de a se desemulsiona se poate apela la legea lui Stokes. Tensiunea interfacială dintre apă şi ulei are o influenţă mai mică la uleiurile aditivate. În cele mai multe cazuri inhibitorii de coroziune sau adaosurile pentru reducerea uzurii măresc apreciabil timpii de separare. În figura 3 se prezintă timpul teoretic de separare a picăturilor de apă din ulei funcţie de vîscozitatea uleiurilor.

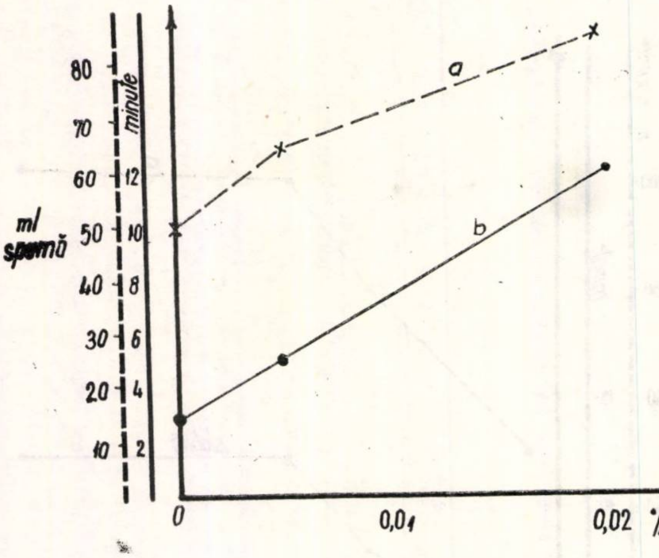


Fig. 2 — Determinarea influenţei impurităţilor metalice asupra tendinţei de spumare şi asupra stabilităţii spumei pentru un ulei aditivat

a — tendinţa de spumare
b — stabilitatea spumei

În urma unor determinări de desemulsionare în laborator, conform metodei STAS 56—70 (varianta II), sau în urma pătrunderii apei în uleiul din agregat, se poate observa deseori că în ciuda unei linii nete de separare dintre apă şi ulei, uleiurile rămîn tulburi. Acest fenomen se datoreşte picăturilor de apă foarte mici care la vîscozitatea dată a uleiului prezintă timpi mari de separare. Determinările conţinutului de apă din astfel de uleiuri au arătat o concentraţie de apă de aproximativ 0,1 %.

Impurităţile din circuitul de ungere influenţează nefavorabil viteza de desemulsionare a uleiului [10], [11].

Emulsiile „aparente" sînt provocate deseori şi de şlamul coloidal ce rezultă din procesul de oxidare a uleiului, dar acestea pot fi înlăturate uşor prin filtrare şi centrifugare [9], [12].

Rezistenţa la oxidare

Dintre testele de performanţă cunoscute, deosebit de importante sînt acelea ce pun în evidenţă rezistenţa la oxidare a uleiurilor aditivate de turbină. Această proprietate de bază determină variaţia principalelor caracteristici fizico-chimice ale uleiurilor şi prin aceasta performanţele realizate. Există o varietate mare de metode ce pun în evidenţă rezistenţa la oxidare [11], [14], [19] [20], [21] dar vom apela în cele ce urmează la determinarea perioadei de inducţie, care s-a folosit la studiul unor uleiuri aditivate de turbină ce s-au oxidat în laborator. Determinarea perioadei de inducţie se efectuează conform metodei STAS 8930—71 şi a fost inclusă în controlul analitic al uleiurilor aditivate de turbină.

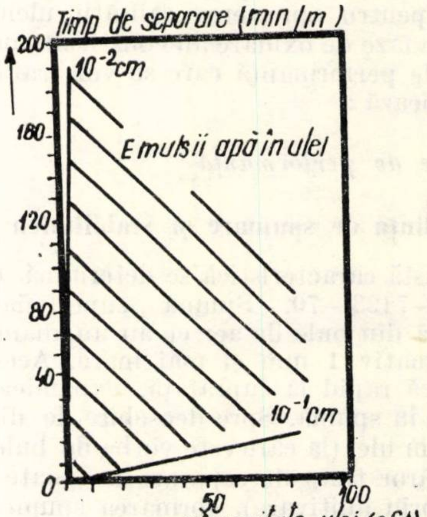


Fig. 3 — Desemulsionarea uleiurilor.

S-au efectuat numeroase oxidări în vederea aprecierii comportării unor sorturi de uleiuri aditivate româneşti. Condiţiile în care au fost oxidate s-au fixat arbitrar după cum se poate observa mai jos :

— temperatura de oxidare : 130°C

— catalizator de cupru spiralat din sîrmă cu diametrul de de 1,6 mm şi lungime de 3000 mm

— debit aer : 2 l/h

— cantitatea de ulei : 300 ml

Pentru oxidarea uleiurilor aditivate s-a folosit un aparat STANHOPE-SETA (Oxidation test for transformer oil and turbine oil). În aceste condiţii s-au oxidat mostre de uleiuri din exploatare cu scopul de a stabili o corelare a variaţiei caracteristicilor fizico-chimice determinate prin teste de performanţă.

În tabelul 1 se prezintă modul de comportare al uleiului aditivat A, în cele două faze de oxidare fixate arbitrar funcţie de scăderea concentraţiei componentei antioxidante a aditivului. Acest ulei prezintă o durată de funcţionare (continuă) în exploatare de aproximativ 40 000 de ore. Numărul de ore de utilizare continuă nu reprezintă cifra reală datorită completărilor mari cu ulei nou care se practică des în exploatare.

Tabelul 1

Nr crt.	Denumirea caracteristicii	ulei din agregat	Ulei oxidat	
			Faza I	Faza II
1	Viscozitatea cinematică la 50°C, cSt	27,00	27,12	27,51
2	Indice de neutralizare, mg KOH/g ulei	0,171	0,224	0,35
3	Acizi solubili în apă	lipsă	lipsă	lipsă
4	Perioada de inducţie Rotary Bomb, minute	210	75	–
5	Tendinţa şi stabilitatea spumei, ml, la : 24°C	500–0	340–0	65–0
	93,5°C	40–0	110–0	40–0
	R 24°C	430–0	340–0	60–0
6	Viteza de desemulsionare pentru 40–3–37 ml, minute	11	peste 60	peste 60
7	Coroziune pe oţel	Fără urme de rugină		
8	Concentraţia aditivului, %	1,35	0,5	0,05
9	Produse de oxidare	spectru I.R.	spectru I.R	

Uleiul aditivat a fost oxidat pînă la limita de decelabilitate a aditivului, adică 0,05%, o concentraţie a componentei antioxidante determinată din banda de absorbţie I.R. la 3650 cm^{-1} în prisma de LiF. Se observă că în această fază de oxidare nu au apărut acizi solubili în apă sau compuşi corozivi. Tendinţa de spumare variază între limitele normale, iar spuma formată nu a fost stabilă. Viteza de desemulsionare a depăşit limita admisă prin Regulamentul de exploatare PE–214–73 pentru uleiurile aditivate de turbină.

În tabelul 2 se poate urmări comportarea aceluiaşi ulei aditivat A care funcţionează în alt agregat din ţară. Acest ulei prezintă o perioadă de funcţionare continuă de aproximativ 35 000 ore, dar şi în acest caz completările mari cu ulei nou fac ca cifra indicată să se abată de la cea reală.

Comparînd rezultatele din cele două tabele se poate constata că uleiul A a avut o comportare asemănătoare. Ca şi în cazul precedent valoarea limită admisă pentru viteza de desemulsionare a fost depăşită, iar spuma formată era instabilă. Acizi solubili în apă nu au apărut pînă la sfîrşitul oxidării, care s-a atins odată cu scăderea concentraţiei componentei antioxidante pînă la valoarea de 0,2%. Uleiul oxidat nu a fost coroziv.

Tabelul 2

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	Ulei din agregat	Ulei oxidat
1	Viscozitate cinematică la 50°C, cSt	27,72	27,92
2	Indice de neutralizare, mg KOH/gulei	0,142	0,251
3	Acizi solubili în apă	lipsă	lipsă
4	Perioada de inducţie Rotary Bomb minute	145	70
5	Tendinţa şi stabilitate spumei ml, la : 24°C	300–0	110–0
	50°C	–	170–0
	93,5°C	60–0	35–0
	R 24°C	220–0	80–0
6	Viteza de desemulsionare pentru 40–3–37 ml, minute	10	peste 60
7	Coroziune pe oţel	Fără urme de rugină	
8	Concentraţia aditivului, %	0,8	0,2
9	Produse de oxidare	spectru I.R.	spectru I.R.

Scăderea concentraţiei aditivului şi apariţia produselor de oxidare, pentru uleiurile din tabelul 1 şi tabelul 2 pot fi urmărite la 3650 cm^{-1} LiF respectiv 1710–1730 cm^{-1} NaCl în spectre redate în figurile 4 respectiv 5.

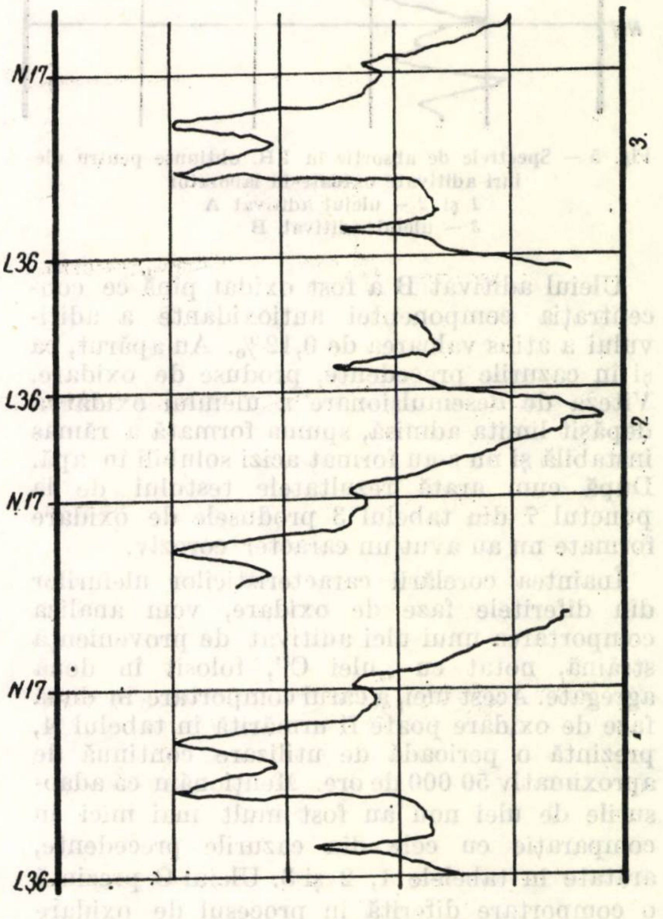


Fig. 4 — Spectrele de absorţie în I.R. obţinute pentru uleiuri oxidate în turboagregate.
1 şi 2 — uleiul aditivat A din două agregate diferite
3 — uleiul aditivat B

În tabelul 3 se poate urmări comportarea unui ulei aditivat B care se află în exploatare de aproximativ 35 000 de ore.

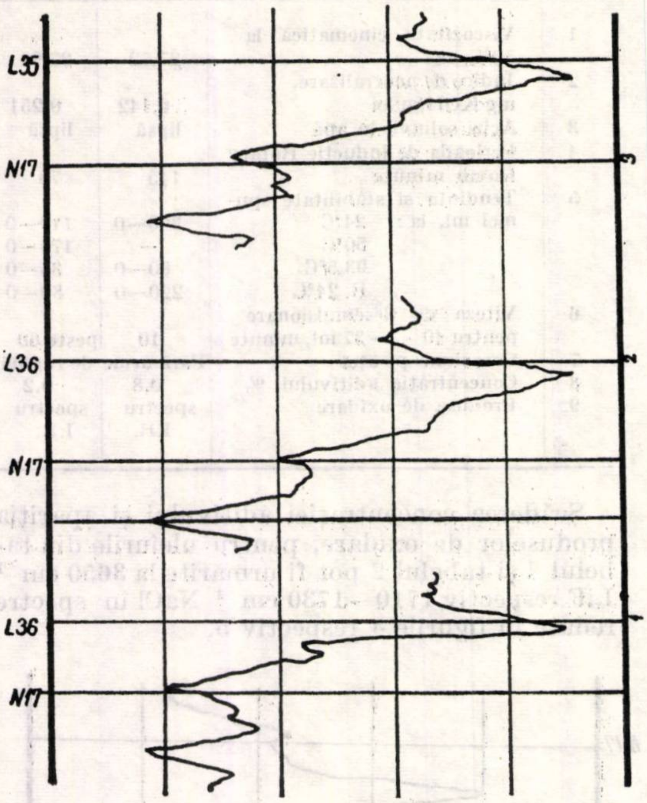


Fig. 5 — Spectrele de absorţie în I.R. obţinute pentru uleiuri aditivate oxidate în laborator
1 şi 2 — uleiul aditivat A
3 — uleiul aditivat B

Tabelul 3

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	Ulei din agregat	Ulei oxidat	
			Faza I	Faza II
1	Vîscozitatea cinematică la 50°C, cSt	22,48	22,96	23,65
2	Indice de neutralizare mg KOH/g ulei	0,132	0,226	0,268
3	Acizi solubili în apă	lipsă	lipsă	lipsă
4	Perioada de inducţie, Rotary Bomb, minute	175	65	40
5	Tendinţa şi stabilitatea spumei, ml, la : 24°C	200—0	65—0	300—0
	50°C	—	—	60—0
	93,5°C	40—0	30—0	30—0
	R 24°C	200—0	50—0	30—0
6	Viteza de desemulsionare pentru 40—3—37 ml, minute	11	peste 60	peste 60
7	Coroziune pe oţel	Fără urme de rugină		
8	Concentraţia aditivul, %	0,9	0,18	0,12
9	Produse de oxidare	spectre în I.R.		

Tabelul 4

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	Ulei din agregat	Ulei oxidat	
			Faza I	Faza II
1	Vîscozitatea cinematică la 50°C, cSt	28,91	29,01	29,49
2	Indice de neutralizare mg KOH/g ulei	0,0763	0,133	0,181
3	Acizi soubili în apă	lipsă	lipsă	lipsă
4	Perioada de inducţie, Rotary Bomb, minute	175	65	40
5	Tendinţa şi stabilitatea spumei, ml, la :	20—0	200—0	320—0
	24°C	80—0	180—0	—
	50°C	20—0	60—0	35—0
	93,5°C	20—0	60—0	285—0
	R 24°C			
6	Viteza de desemulsionare (pentru 40—3—37 ml) minute	peste	peste	peste
7	Coroziune de oţel	60	60	60
		Fără urme de rugină		
8	Concentraţa aditivului, %	0,4	0,15	0,10
9	Produse de oxidare	Spectru	Spectru	Spectru

Uleiul aditivat B a fost oxidat pînă ce concentraţia componentei antioxidante a aditivului a atins valoarea de 0,12%. Au apărut, ca şi în cazurile precedente, produse de oxidare. Viteza de desemulsionare a uleiului oxidat a depăşit limita admisă, spuma formată a rămas instabilă şi nu s-au format acizi solubili în apă. După cum arată rezultatele testului de la punctul 7 din tabelul 3 produsele de oxidare formate nu au avut un caracter coroziv.

Înaintea corelării caracteristicilor uleiurilor din diferitele faze de oxidare, vom analiza comportarea unui ulei aditivat de provenienţă străină, notat cu „ulei C", folosit în două agregate. Acest ulei, a cărui comportare în două faze de oxidare poate fi urmărită în tabelul 4, prezintă o perioadă de utilizare continuă de aproximativ 50 000 de ore. Menţionăm că adaosurile de ulei nou au fost mult mai mici în comparaţie cu cele din cazurile precedente, arătate în tabelele 1, 2 şi 3. Uleiul C prezintă o comportare diferită în procesul de oxidare faţă de uleiurile aditivate fabricate în ţară. Astfel are o viteză de desemulsionare foarte mare chiar într-o fază de oxidare mai puţin pronunţată. Produsele de oxidare, puse în evidenţă prin spectroscopia de absorbţie I.R. la 1710—1730 cm^{-1} NaCl, prezintă o bandă de absorbţie practic neinterpretabilă deşi concentraţia componentei antioxidante a ajuns, ca şi în cazurile oxidărilor efectuate cu uleiurile româneşti, la aproximativ 0,1%.

Figura 6 ne permite să urmărim modul în care a decurs oxidarea uleiului C în condiţiile de exploatare, într-un interval de 5 ani. Concentraţia aditivului a scăzut la uleiul din primul agregat de la 0,7% (1971) la 0,4% (1975), în timp ce uleiul din al doilea agregat a parcurs limitele de 0,5% (1971) respectiv 0,27% (1975).

Urmărirea spectrului din figura 6 ne permite să observăm că uleiul C prezintă o structură diferită de cea a uleiurilor româneşti. Astfel hidrocarburile aromate, determinate conform metodei Brandes [22] din extincţia obţinută la 1610 cm^{-1} în prisma NaCl, se găsesc în proporţie mai mică în comparaţie cu concentraţia acestora din uleiurile româneşti. Faptul că viteza de desemulsionare este foarte mare, adică peste 60 de minute (limita admisă pentru uleiurile româneşti) chiar la o oxidare mai puţin avansată, ar îndreptăţi ipoteza că uleiul C conţine şi o componentă aminică pentru a reduce tensiunea interfacială în detrimentul vitezei de desemulsionare.

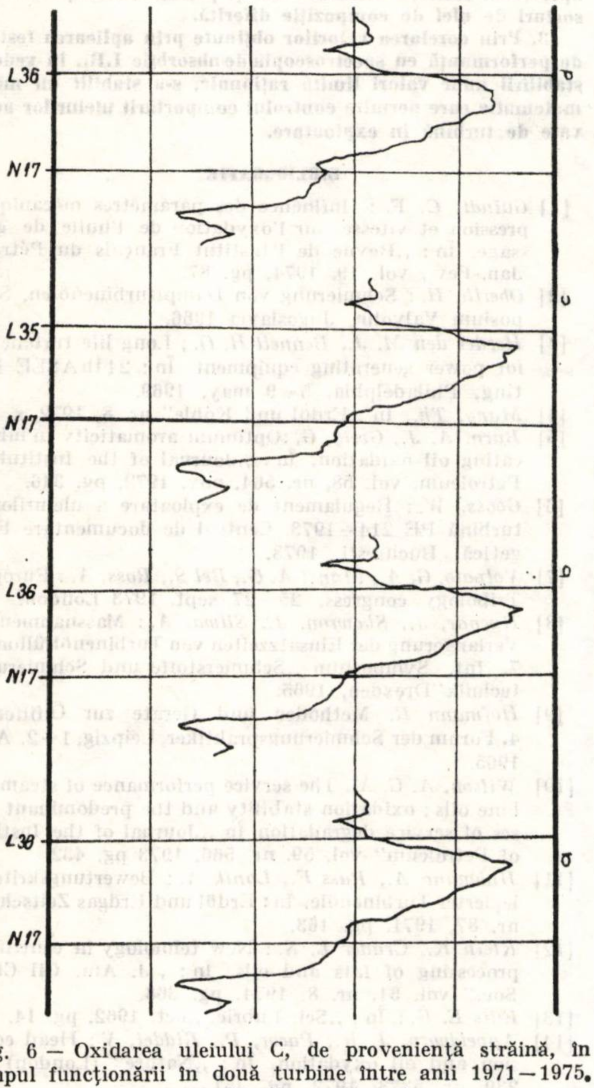


Fig. 6 — Oxidarea uleiului C, de provenienţă străină, în timpul funcţionării în două turbine între anii 1971—1975.
— „uleiul C" din turbina 1
a — în anul 1975 b — în anul 1971
— „uleiul C" din turbina 2
c — în anul 1975 d — în anul 1971

În figura 7 s-au corelat perioadele de inducţie, determinate prin metoda Rotary, cu concentraţia componentelor antioxidante ale aditivilor. Corelarea s-a efectuat pentru uleiurile aditivate ce au fost oxidate în laborator şi pentru cele oxidate în turbine.

Din această diagramă se desprinde o concluzie esenţială pentru corelarea caracteristicilor şi mai ales pentru stabilirea valorilor limită admise pentru exploatarea uleiurilor aditivate şi anume că **în privinţa sensului de desfăşurare a reacţiilor de oxidare, desfăşurate fie în laborator fie în turboagregat, nu există deosebiri esenţiale.** Dacă această afirmaţie n-ar corespunde realităţii atunci perioadele de inducţie, aproximativ egale, obţinute pentru aceeaşi concentraţie de aditiv, determinată fie prin oxidări în laborator, fie în urma oxidării uleiurilor în condiţiile de funcţionare ale turboagregatelor, nu s-ar mai înscrie pe aceeaşi dreaptă.

Faptul că sensul reacţiilor de oxidare este asemănător, se confirmă şi prin felul produselor de oxidare evidenţiate în figurile 4 şi 5. Acest lucru este deosebit de important deoarece valorile limită corelate, obţinute în procesul de oxidare în laborator, pot fi extrapolate pentru aprecierea comportării uleiurilor aditivate de turbină în exploatare.

Pentru a arăta proporţionalitatea ce există între perioada de inducţie şi concentraţia componentei antioxidante, am grupat în tabelul 5 valorile obţinute pentru domeniul limită. Menţionăm că valorile prezentate reprezintă media dintre o mulţime de valori obţinute exprimental.

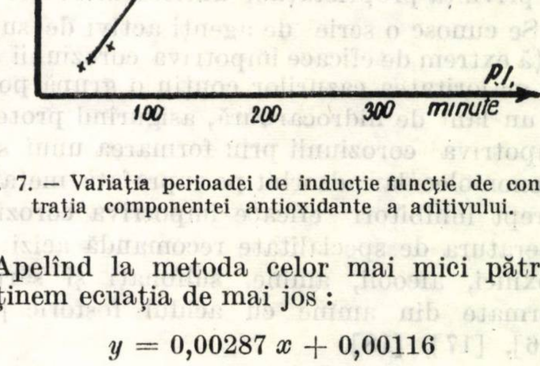


Fig. 7. — Variaţia perioadei de inducţie funcţie de concentraţia componentei antioxidante a aditivului.

Apelînd la metoda celor mai mici pătrate obţinem ecuaţia de mai jos:

$$y = 0{,}00287\,x + 0{,}00116$$

Tabelul 5

y_i	x_{i1}	x_{i2}	x_{i3}
0,20	65	70	—
0,15	63	47	45
0,10	40	40	40

în care :

y — concentraţia componentei antioxidante, %
x — perioada de inducţie, minute

Proprietăţi corozive

Protecţia uleiurilor aditivate împotriva coroziunii se referă în majoritatea cazurilor la suprafeţele metalice care sînt în contact cu uleiul. În circuitul de ungere al turboagregatelor suprafeţele metalice ale conductelor nu sînt integral acoperite de uleiul care circulă prin acestea. Tocmai această parte neacoperită de ulei este extrem de expusă coroziunii şi în consecinţă trebuie luate măsuri de protecţie împotriva acestui fenomen.

O posibilitate la care se apelează deseori constă în aşa numita ,,inhibare'' în faza de vapori care asigură o bună protecţie a părţilor amintite din circuitul de ungere al turbinei [13]. Protecţia generată se bazează pe reacţii de adsorbţie a inhibitorului şi depinde deci de parametrii principali ai acestor reacţii [14], [15].

Foarte importantă este fixarea concentraţiei inhibitorilor şi prin aceasta dispersarea statistică a moleculelor de inhibitor în ulei, în scopul asigurării unei acoperiri complete a suprafeţelor cu filmul de inhibitor, adică deplasarea echilibrului chimic de reacţie spre formarea filmului. Important este ca după acoperirea suprafeţelor rezerva inhibitorului din ulei să fie suficient de mare pentru ca să poată acoperi unele părţi ale suprafeţelor rămase eventual neprotejate în urma reviziilor. Această proprietate a uleiurilor aditivate se determină conform STAS 8441—69 în condiţii de testare suficient de severe şi în cazul trecerii testului, uleiul se poate considera satisfăcător în privinţa proprietăţilor anticorozive.

Se cunosc o serie de agenţi activi de suprafaţă extrem de eficace împotriva coroziunii care în majoritatea cazurilor conţin o grupă polară şi un lanţ de hidrocarbură, asigurînd protecţia împotriva coroziunii prin formarea unui strat monomolecular adsorbit pe suprafaţa metalică. Drept inhibitori eficace împotriva coroziunii literatura de specialitate recomandă acizi carboxilici, alcooli, amine, sulfonaţi şi sărurile formate din amine cu acidul fosforic [15], [16], [17], [18].

Concluzii

1. În lucrarea de faţă se descriu principalele teste de performanţă care prezintă importanţă pentru studiul şi urmărirea modificărilor calitative ale uleiurilor aditivate de turbină, ce influenţează direct exploatarea sigură a turboagregatelor.

2. Testele de performanţă sînt, de asemenea, utile pentru aprecierea calităţii uleiurilor noi şi permit diferenţierea unor sorturi de ulei de compoziţie diferită.

3. Prin corelarea valorilor obţinute prin aplicarea testelor de performanţă cu spectroscopia de absorbţie I.R., în vederea stabilirii unor valori limită raţionale, s-a stabilit un model matematic care permite controlul comportării uleiurilor aditivate de turbină în exploatare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Guindi, C. F.* : Influence des paramètres mécaniques, pression et vitesse, sur l'oxydation de l'huile de graissage. În : ,,Revue de l'Institut Français du Pétrole'' Jan.-Fev., vol. 19, 1974, pg. 87.

[2] *Oberth, H.* : Schmierung von Dampfturbinenölen. Symposium Valvolin, Jugoslavia 1966.

[3] *Herder den M. J., Bennett H. O.* : Long life turbine oils for power generating equipment. În : 24 th ASLE Meeting, Philadelphia, 5—9 may, 1969.

[4] *Mang, Th.*, In ,,Erdöl und Kohle'' nr. 8, 1972, s. 451.

[5] *Burn, A. J., Greig, G.* :Optimum aromaticity in lubrificating oil oxidation. În : ,,Journal of the Institute of Petroleum, vol. 58, nr. 564, nov. 1972, pg. 346.

[6] *Gooss, W.* : Regulament de exploatare a uleiurilor de turbină PE 214—1973. Centrul de documentare Energetică, Bucureşti, 1973.

[7] *Volpato, G. A., Manzi A. G., Bel S., Ross, A.* : European Tribology congress, 25—27 sept. 1973 London.

[8] *Hycnar, J., Skowron, J., Sliwa, A.* : Massnahmen zur Verlangerung der Einsatzzeiten von Turbinenölfüllungen. 7. Int. Symposium ,,Schmierstoffe und Schmierungstechnik''Dresden, 1965.

[9] *Hofmann R.* Methoden und Gerate zur Ölfilterung. 4. Forum der Schmierungspraktiker, Leipzig, 1—2. April, 1965.

[10] *Wilson, A. C. M.* The service performance of steam turbine oils ; oxidation stability and the predominant causes of service degradation În ,,Journal of the Institute of Petroleum'' vol. 59, nr. 566, 1973 pg. 432.

[11] *Hubmann A., Pass F., Lanik A.* : Bewertungskriterien legierter Turbinenöle. În : Erdöl und Erdgas Zeitschrift'' nr. 87, 1971, pg. 163.

[12] *Klein K., Crauer L. S.* : New tehnology in centrifugal processing of fats and oils. În : ,,J. Am. Oil Chem. Soc.'' vol. 51, nr. 8, 1974, pg. 368.

[13] *Ellis E. G.* : În : ,,Sci. Lubric. ,,oct. 1962, pg. 14.

[14] *Appeldoorn, J. K., Pacor, P., Riddei, V* : Head corrosion and oil oxydation. În : ,,Nature'' (London) vol. 239, nr. 5373, 1972, pg. 451.

[15] *Ford, J. F.* : În : ,,Journal of the Institute of Petroleum'' vol. 54, nr. 435 july 1968.

[16] *Contrell, T. L., French, J., Kuhne, P. K.* : Brev. SUA 2863742, dec. 9, 1958

[17] *Contrell, T. L., Peters, J. G.* : Brev. SUA 2863744, dec. 1958.

[18] *Pellegrini, J. P. jr., Thayer, H. I.* : Brev. SUA 2863743, dec. 9, 1958.

[19] *Klimov A. K., Turskii H.* : În : ,,Khim. Tekhnol. Topl. Masel'' nr. 1, 1975, pg. 45. Effectiveness of antioxidant additives of phenol and amine type.

[20] *Vainstok, V. V., Levente, R. A., Bakaleinikov, M. B., Dolganova, V. G.* : Effect of additives on the lubricating and structural. În : ,,KHIM Tekhnol. Topl. Masel'' nr. 10, 1974, pg. 42.

[21] *Anantakrishan, S. V., Varadaraja R.* : Oxidation. Mechanism of oxidation of aromatic hydrocarbons by chromium. În : ,,Indian J. Chem.'' vol. 12 nr. 4, 1974, pg. 273.

[22] *Berthold P. H., Rösner H., Wilde G.* : Strukturgruppenanalyse natürlicher und technischer Kohlenwasserstoffgemische. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffchemie, Leipzig 1968.

Summary

In this paper be maid described testes of performance for inhibited turbine oils and their importance for the service life. Samples of used oil from individual turbines have been oxydated in laboratory with the intention to correlate the results maintained from the testes of performance. Inhibitor concentration was determined from the infrared spectra at 3650cm $^{-1}$ LiF and mathematical correlated with the oxidation stability of turbine oils. The linear regression are a precious indication for the service life of inhibited turbine oils.

Sommaire

Dans le matérial sont presentés des essais de performance de l'huiles additiveés en service et leur importance. On a fait la correlation entre les valeurs obtenues dans les essais de laboratoire sur les huiles additiveés oxydeés. Au moyen des spectres d'absorbtion en infra-rouge specifiques pour l'inhibiteur antioxydant, jusqu'a la valeur de 3650 cm $^{-1}$ LiF, on a pu correlé mathématiquement la concentration de l'inhibiteur aux valeures de la stabilitée a l'oxydation de l'huile.

On presente une régression lineaire qui constitue une indication utile pour l'estimation de la durance en service de l'huiles additivées de turbine.

Zusammenfassung

In nachstehender Arbeit werden Bewertungskriterien legierter Turbinenöle und deren Bedeutung erläutert. Im Labor wurden einige Oxydationsversuche mit legierten Ölen durchgeführt um dem Zusammenhang der Testergebnisse ermitteln zu können. Inhibitorkonzentration, die mittels Ultrarotspektroskopie bei 3650 cm $^{-1}$ LiF bestimmt wurde konnte mit der Alterungsbeständigkeit durch eine lineare Regression in mathematischen Zusammenhang gebracht, werden. Damit wurde ein wert voller Hinweis bezüglich der Gebrauchsgrenze legierter Turbinenöle für den Betrieb erhalten.

Резюме

Статья представляет важность тестов качественных показателей по эксплуатации присадочных турбинных масел. В лабораторных условиях были проведены окисления с целью коррелирования значений, полученных для различных тестов качественных показателей.

Концентрация окисляемых ингибиторов, определенная путем спектроскопии инфракрасных на 3650 см $^{-1}$ LiF, была коррелирована с математической точки зрения с устойчивостью на окисление через линейную регрессию, которая представляет собой важный индекс для использования присадочных турбинных масел.

CZ: 621.431.74 : 621.89

Considerații privind uleiurile și ungerea motoarelor de nave marine

Ing. Ion **PETRE** și dr. ing. Marin **ILISEI** – Institutul de cercetări și proiectări pentru rafinării și petrochimie – Ploiești (I.C.P.R.P.)

Progresele înregistrate în ultimii ani în construcția motoarelor diesel prin introducerea sistemului de supraalimentare și de răcire intermediară a aerului înainte de admisie a dus la creșterea puterii specifice a acestora. S-a ajuns astfel, ca în camera de ardere a motoarelor diesel presiunile medii efective să crească de la 12 kgf/cm^2 la valori de 18 kgf/cm^2, ; pentru viitorul apropiat se estimează ca acestea să ajungă la 24–28 kgf/cm^2. Creșterea presiunii medii efective a făcut ca încărcarea mecanică și termică a motoarelor să atingă valori foarte ridicate, punînd probleme deosebit de grele uleiului lubrifiant.

Concomitent cu progresele menționate, s-a studiat și posibilitatea utilizării la motoarele diesel de nave a unor combustibili mai ieftini. Acești combustibili, cunoscuți astăzi sub denumirea de Marine Diesel Fuel și Fuel Oil, au însă conținut ridicat de sulf (pînă la 5%) care prin ardere formează depuneri mari în camera de ardere a motoarelor și produse acide care contribuie la degradarea uleiului și la accelerarea uzurii segmenților de piston și a cilindrilor. Uzura medie a cilindrilor a crescut astfel, de la 0,05–0,07 mm determinată după 1000 ore de funcționare în condițiile folosirii combustibililor distilați la 0,12–0,15 mm în cazul utilizării combustibililor grei cu sulf.

Uleiurile minerale neaditivate folosite anterior n-au mai putut satisface ungerea motoarelor pentru aceste condiții foarte severe de funcționare. Dificultățile apărute în exploatare, produse prin blocarea segmenților de piston în canale, depuneri de lacuri pe mantaua pistonului, depuneri de cărbune în ferestrele de evacuare și uzura segmenților și a cilindrilor, au impus studierea tuturor mijloacelor care ar putea să contribuie la diminuarea efectelor folosirii combustibililor de sulf.

Primele încercări de reducere a uzurii segmenților și a cilindrilor s-au axat pe îmbunătățirea compoziției materialelor folosite la fabricarea acestor piese. S-au fabricat astfel experimental cămăși de cilindri din fontă aliată cu Ni-Cr, cu -Cr-Ni-Cr-Mo, P, P-Cr-V-Ti, P-Ni-Cr și Cr-Cu. Rezultatele obținute cu fiecare din aceste aliaje nu au fost însă de natură să-i satisfacă pe constructori. În continuare, au fost studiate alte căi de reducere a uzurii provocate de utilizarea combustibililor cu conținut ridicat de sulf. Măsurile preconizate se refereau pe de o parte la reducerea directă a sulfului din combustibil, iar pe de alta la reducerea efectelor provocate de produsele lui de ardere prin :

— hidrofinarea combustibililor în rafinării;

— adăugarea în combustibili a unor substanţe capabile să neutralizeze produsele de ardere ale sulfului chiar în faza gazoasă;

— ungerea cilindrilor cu uleiuri capabile să neutralizeze în soluţie acidul sulfuric care se formează pe pereţii cilindrilor.

Dintre acestea, ultima soluţie a fost considerată cea mai convenabilă. Prin aditivarea uleiurilor s-a reuşit să se neutralizeze eficient şi repede acidul sulfuric format pe pereţii cilindrilor, reducînd astfel uzura corozivă a acestora şi a segmenţilor de piston. Aditivii adăugaţi în uleiuri pentru neutralizarea acizilor formaţi prin arderea sulfului sînt pe bază de calciu, magneziu, bariu şi amine. Dintre aceştia, cei pe bază de calciu au căpătat cea mai largă utilizare în aditivarea uleiurilor pentru motoarele de nave.

Din punct de vedere al ungerii, motoarele de nave sînt împărţite în două mari grupe:

a) Motoare care folosesc două uleiuri diferite, unul pentru ungerea cilindrilor şi a ansamblului pistonului şi altul pentru ungerea lagărelor arborelui motor şi uneori pentru răcirea pistoanelor. Din această grupă fac parte motoarele cu cap de cruce, la care pistonul este legat de bielă prin intermediul unei tije rigide. Aceste motoare sînt lente, funcţionează după ciclu în 2 timpi şi au o turaţie maximă de 250 rot/min. (obişnuit 115—125 rot/min).

b) Motoare care utilizează un singur ulei, atît pentru ungerea ansamblului pistonului şi a cilindrului cît şi pentru ungerea lagărelor şi răcirea pistoanelor. În această grupă sînt cuprinse motoarele diesel ale căror pistoane sînt articulate direct pe bielă cu ajutorul bolţului. Acestea sînt motoare de turaţie medie cuprinsă între 300—900 rot/min, de obicei în patru timpi.

Uleiul folosit pentru ungerea ansamblului piston şi a cilindrilor, denumit ulei de cilindru, trebuie să îndeplinească în principal următoarele funcţiuni:

— să micşoreze frecarea dintre segmenţii pistonului şi cilindri şi să etanşeze camera de ardere;

— să reducă uzura corozivă a segmenţilor de piston şi a cămăşilor de cilindru prin neutralizarea produşilor acizi de ardere;

— să păstreze curăţenia ansamblului piston, a cilindrilor, ferestrelor de ungere, supapelor de baleiaj şi evacuare.

Uleiul de carter al motoarelor cu cap de cruce trebuie să asigure:

— reducerea frecării din lagărele arborelui motor şi a capului de cruce;

— răcirea pistoanelor (a căror temperatură ajunge la unele tipuri de motoare la 250—325°C);

— diminuarea uzurii corozive prin neutralizarea produselor acide de ardere scăpate în carter;

— păstrarea curăţeniei lagărelor şi a carterului.

Cerinţele de calitate ale uleiului de carter pot fi mult reduse in cazul cînd cilindrii motorului sînt separaţi de carter prin presetupe speciale şi cînd răcirea pistoanelor se face cu apă. Ca ulei de carter în acest caz, pot fi folosite fără nici o dificultate uleiurile minerale neaditivate. Dacă însă cilindrii motorului nu sînt separaţi de carter sau răcirea pistoanelor se face cu ulei, uleiul de carter trebuie să aibă:

— rezistenţă superioară la oxidare şi îngroşare;

— proprietăţi bune antiuzură şi anticorozive;

— proprietăţi detergente ridicate;

— proprietăţi superioare de desemulsionare şi de separare a apei.

Uleiul necesar motoarelor de turaţie medie de tip „trunk piston" (fără cap de cruce) îndeplineşte atît funcţiunile uleiului de carter cît şi pe cele ale uleiului de cilindru. De aceea, un astfel de ulei trebuie să corespundă mai multor condiţii şi anume:

— să aibă o alcalinitate suficientă pentru a neutraliza produsele acide formate prin ardere, prevenind astfel uzura corozivă a cilindrilor;

— să fie detergent pentru a asigura o stare de curăţenie bună a segmenţilor şi pistonului;

— să aibă o stabilitate ridicată la oxidare, ca să prevină formarea depunerilor de lacuri;

— să aibă proprietăţi dispersante corespunzătoare pentru a putea menţine în suspensie particulele de cărbune şi funingine de mărimi pînă la 1—2 µm, împiedicînd astfel formarea depunerilor;

— să permită îndepărtarea prin centrifugare a apei şi a impurităţilor mecanice mai mari de 2 µm;

— să nu emulsioneze apa şi să nu spumeze.

Nici unul din uleiurile minerale neaditivate nu poate îndeplini aceste condiţii. Pentru a le face să corespundă acestor cerinţe, uleiurile minerale se aditivează cu diferite substanţe chimice care le conferă proprietăţile menţionate.

Evaluarea proprietăţilor de exploatare ale uleiurilor aditivate se face prin încercarea lor pe aparate de laborator şi standuri de motoare experimentale, recunoscute pe plan mondial, atît de fabricanţii de uleiuri cît şi de constructorii de motoare. În tabelul 1 sînt prezentate standurile de încercare care s-au adoptat pentru încercarea uleiurilor marine.

Avîndu-se în vedere ritmul ridicat de dezvoltare a transporturilor pe apă, prevăzut pentru perioada următoare de timp, cît şi faptul că începînd cu acest cincinal se vor construi în ţară, pentru prima dată, motoare diesel de 8000 şi 20 000 CP pentru propulsia navelor, proiectate să funcţioneze cu toate tipurile de combustibili, au fost studiate uleiuri aditivate româneşti care să înlocuiască uleiurile din import.

Ţinînd seamă de caracteristicile motoarelor navelor actuale cît şi cele ale navelor viitoare ce vor întregi capacitatea de transport a flotei noastre fluviale şi maritime, s-au formulat şi studiat trei tipuri de uleiuri: două de cilindru (NC tip I şi NC tip II, fiecare din ele pentru două clase de viscozitate: SAE 40 şi SAE 50) şi unul pentru carter care să asigure ungerea întregului motor (în două variante de viscozitate: D—30 Super 2 şi D—40 Super 2).

Pentru realizarea acestor uleiuri la nivelul de performanţă indicat de constructorii motoarelor de nave, s-au utilizat diferiţi aditivi în diverse concentraţii. Caracteristicile fizico-chimice ale acestor uleiuri sînt prezentate în

Tabelul 1

Standuri şi aparate folosite pentru evaluarea uleiurilor de motoare diesel marine

Standardul de încercare	Condiţii de încercare	Metodologie	Caracteristicile uleiului, evaluate
Petter W-1	– 36,48,60 ore – temp. uleiului 137,5°C – temp. răcire 148°C	CEC 1–101-A-69 I.P. 176/64 STAS 9299-73	Stabilitatea la oxidare şi coroziune
Petter AV-1	– 120 ore – temp. ulei 55°C – temp. lichid răcire 85°C – combustibil cu 1% S	CEC 1-201-A-69 I.P. 175/64 STAS 9690-74	Proprietăţile detergente la temperaturi ridicate
Caterpillar 1-G	– 240 ore – fără schimbarea uleiului – combustibil cu 1% sulf	1-G (341 T)	Proprietăţile detergente şi antiuzură în condiţiile de funcţionare cu supraalimentare
Labeco LTD	– 180 ore – turaţie 1800 rot/min – temp. apei răcire 49°C – combustibil CO(R)90	FED. TEST METHOD STD. No. 791a Metoda 348	Proprietăţile detergente la temperaturi joase
Labeco L-38	– 40 ore – turaţie 3150 rot/min. – temp. ulei 143°C – combustibil-izooctan	FED. TEST METHOD STD. No. 791 a Metoda 3405	Proprietăţile antioxidante şi anticorozive
Bolnes 2 L	48 ore – turaţie 430 rot/min. – putere 70 CP – combustibil greu cu viscozitate 1500 sec. R	–	Depunerile din zona segmenţilor şi uzura cilindrilor
FZG	– viteza de alunecare 1,29/5,76 m/s – sarcina la terminarea încercării, 16000 –24000 kgf/cm²	CEC 3-101-T-69	Rezistenţa filmului la sarcini ridicate
Alfa Laval	– 3 kg ulei – temp. ulei 90°C – temp. apei 95°C – 4% apă în ulei	Thornton centrifuge	Toleranţa la apă a uleiului (demulsivitatea)

tabelul 2 comparativ cu cele ale unor uleiuri aprovizionate de navele noastre în porturi străine. După cum rezultă din datele prezentate, între caracteristicile celor două categorii de uleiuri există unele diferenţe care nu au influenţat însă esenţial comportarea lor pe aparate de laborator sau pe standurile de motoare, cum se va arăta în continuare.

Tabelul 2

Caracteristicile fizico-chimice ale celor două categorii de uleiuri

Caracteristici fizico-chimice	Uleiuri analizate						
	Shell			Româneşti			
	Rotella T–30	Melina 30	Alexia 40	M-30 Super 2	D-30 Super 2	NC-40 tip I	NC-40 tip II
Densitate la 20°C	0,8942	0,9081	0,9500	0,9050	0,9100	0,9200	0,9330
Viscozitate la 50°C, cSt	65,1	65,1	93,2	64,4	74,3	112,0	114,8
,, ,, °E	8,6	8,6	12,3	8,5	9,8	14,8	15,1
Viscozitate la 100°C, cSt	11,4	9,9	13,0	10,5	11,2	12,0	15,4
,, ,, °E	1,97	1,83	2,13	1,89	2,03	2,02	2,37
Punct de inflamabilitate M°C	236	222	221	224	228	225	210
Punct de congelare, °C	–21	–28	–20	–20	–25	–30	–15
Indice de viscozitate	96	45	65	91	68	70	69
CBT, mg KOH/g	10,3	7,9	35,0	6,3	8,2	15,0	35,0
Zinc, %	0,04	0,02	–	0,10	0,09	0,10	0,14
Calciu, %	0,47	0,29	2,30	0,20	0,40	0,45	1,00
Cenuşă sulfat, %	0,92	0,10	3,18	0,90	0,85	1,44	2,98

Încercări pe aparate de laborator

Pentru verificarea stabilității termice a uleiurilor s-a folosit un aparat denumit „plan înclinat" prevăzut cu o plită încălzită la 300°C, pe care s-a recirculat o cantitate de 500 g de ulei timp de 10 ore. Cantitatea depunerilor formate pe plită a fost determinată prin cîntărire. După cum se vede, din datele prezentate în tabelul 3, cantitățile de depuneri formate de uleiurile verificate în condițiile menționate sînt foarte mici.

Tabelul 3

Rezultate privind stabilitatea termică a uleiurilor

Tipul uleiului	Greutatea depunerii mg
D–30 Super 2	30
D–40 Super 2	38
NC–40 tip II	44
Shell Melina 30	25
Shell Alexia 40	48

Evaluarea proprietăților anticorozive ale uleiurilor de nave s-a făcut după metoda ASTM D 665. Potrivit aceastei metode, uleiul trebuie să protejeze împotriva ruginirii suprafața unor epruvete din oțel introduse în apă sintetică timp de 48 ore. Pentru verificarea proprietăților anticorozive ale uleiurilor în condiții mai severe s-au efectuat determinări după aceeași metodă la care în locul apei sintetice de mare s-a folosit o soluție de 30% clorură de sodiu în apă. Drept criteriu de evaluare a proprietăților anticorozive ale uleiurilor, s-a ales în acest caz, timpul după care se acoperă cu rugină 10% din suprafața epruvetei. Rezultatele obținute în condițiile descrise mai sus, sînt prezentate în tabelul 4, ele arată că uleiurile elaborate au avut o comportare similară cu cea a uleiurilor de comparație.

O altă încercare de laborator pe care un ulei de motor trebuie s-o treacă este proba de spumare. Spumarea uleiului în motoare poate duce uneori la deficiențe foarte grave ca urmare a unei ungeri și răciri necorespunzătoare a pieselor sau a pierderii lui prin conducte de aerisire a carterului. Evaluarea proprietăților antispumante ale uleiurilor s-a făcut conform STAS 7425/70. Acestea au fost determinate prin tendința la spumare și prin stabilitatea spumei, atît a uleiurilor ca atare cît și a uleiurilor contaminate cu 2% apă. Rezultatele prezentate în tabelul 5 arată o comportare similară a uleiurilor din punct de vedere al spumării.

Tabelul 4

Rezultate privind capacitatea de prevenire a ruginirii pieselor motorului

Tip de ulei	Metodă ASTM D 665	Metoda ASTM D. 665 modificată ore
D–30 Super 2	trece	53
D–40 Super 2	trece	96
NC–40 tip II	trece	16
Shell Melina 30	trece	68
Shell Rotella 30	trece	25
Shell Alexia 40	trece	14

Tabelul 5

Rezultate privind caracteristicile de spumare ale uleiurilor

Tipul de ulei	Temperatura de încercare °C	Tendința de formare a spumei		Stabilitatea spumei	
		Vol. spumei, ml. după 5 min de la formare		Vol. spumei, ml, după 10 min. de liniștire	
		Ulei necontaminat	Ulei + 2% H_2O dist.	Ulei necontaminat	Ulei + 2% H_2O dist.
D–30 Super 2	24	10	10	0	0
	93,5	140	10	0	0
	24	110	10	0	0
D–40 Super 2	24	10	10	0	0
	93,5	120	10	0	0
	24	100	10	0	0
Shell Melina 30	24	10	0	0	0
	93,5	190	20	0	0
	24	100	0	0	0

Încercări pe standuri

Pentru evaluarea uleiurilor menționate din punct de vedere al performanțelor, acestea au fost încercate pe motoare monocilindrice standard. Încercarea pe standul Petter W-1 s-a desfășurat în conformitate cu specificațiile din STAS–9299–73, iar evaluarea rezultatelor, prezentate în tabelul 6, s-a făcut în conformitate cu indicațiile date de STAS 9301–73. Rezultatele obținute de uleiurile românești de carter în această încercare arată o stabilitate termooxidantă similară uleiurilor străine de comparație.

Coroziunea mai mare a cuzineților înregistrată de uleiul de cilindru NC–40 tip II se datorește alcalinității lui ridicate (30 mg KOH/g). Aceeași observație este valabilă și pentru coroziunea înregistrată de uleiul de cilindru Shell Alexia 40.

Proprietățile detergente ale uleiurilor în condiții de funcționare la temperaturi ridicate au fost determinate prin încercarea lor pe standul Petter AV-1 în conformitate cu specificațiile STAS nr. 9690–74. Evaluarea rezultatelor s-a făcut conform indicațiilor din STAS 9301–73. Se vede, din datele prezentate în tabelul 7, că

Tabelul 6

Rezultatele experimentale obţinute în încercarea uleiurilor româneşti pe standul Petter W-1 comparativ cu cele obţinute cu uleiurile străine.

Parametri de evaluarea a uleiurilor	Uleiuri încercate						Limite admise pentru uleiurile de carter
	Shell			Româneşti			
	Rotella T-30	Melina 30	Alexia 40	M-30 Super 2	D-30 Super 2	NC-40 Tip II	
Pierderea în greutate a cuzineţilor, mg	13,0	11,7	84,0	15,7	7,6	38,0	max. 25
Creşterea viscozităţii	283	416	36,5	30,0	36,0	830	max. 50
Depuneri pe mantaua pistonului, note	9,9	9,8	9,9	9,8	9,9	9,9	max. 9
Consum de ulei în încercare, g	240	310	150	250	300	170	—

Tabelul 7

Rezultatele obţinute în încercarea uleiurilor pe standul Petter AV-1

Parametri de evaluare a comportării uleiului	Uleiuri încercate						Limite minime admise pt. ulei
	Shell			Româneşti			
	Rotella T-30	Melina 30	Alexia 40	M-30 Super 2	D-30 Super 2	NC-40 tip II	
Coroana pistonului, note	5,0	5,0	4,6	5,0	5,0	5,0	4,4
Spaţiile din canale, ,,	8,6	7,9	9,8	9,0	8,9	8,6	7,7
Segmentul de ungere, ,,	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	9,7
Mantaua pistonului, ,,	30,0	29,4	28,8	28,5	29,1	28,2	28,2
Mobilitatea segmenţilor, note	35,0	34,1	35,0	35,0	35,0	35,0	35,0
Piese generale, note	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Indice total de detergenţă (continuare tabela 7)	98,6	96,4	98,2	97,5	98,0	95,9	95,0

din punct de vedere al proprietăţilor detergente la temperaturi ridicate, nu sînt diferenţe esenţiale între uleiurile româneşti şi cele străine.

Pentru a verifica comportarea uleiurilor de carter în condiţii mai severe de exploatare, ele au fost încercate pe standurile americane Labeco şi Caterpillar. Pe standul Labeco, uleiul a fost verificat atît din punct de vedere al stabilităţii termooxidante (metode CLR—L—38) cît şi ca grad de detergenţă la temperaturi joase (metoda LTD—180). Rezultatele obţinute sînt prezentate în tabelul 8 comparativ cu cele obţinute cu uleiurile străine corespunzătoare. Din examinarea acestor date rezultă, că între comportarea uleiurilor româneşti în cele două încercări pe standul Labeco şi cea a uleiurilor străine de comparaţie, nu sînt diferenţe esenţiale. Diferenţele existente se încadrează în toleranţele de determinare şi de apreciere.

Pe standul Caterpillar 1—G, s-a verificat comportarea uleiurilor din punct de vedere al proprietăţilor antidepuneri şi antigripare a segmenţilor de piston.

Tabelul 8

Rezultatele obţinute pe standul Labeco cu uleiurile elaborate comparativ cu uleiurile străine

Parametri de evaluarea a comportării uleiului	CLR L 38				Valori limită admise	LTD 180				Valori limită admise
	Uleiuri Shell		Româneşti			Uleiuri Shell		Româneşti		
	Rotelia M-30	Melina 30	M-30 Super 2	D-30 Super 2		Rottela 30	Melina 30	M-30 Super 2	D-30 Super 2	
Coroziunea cuzineţilor, mg	16,0	13,3	40,0	29,0	max. 50	—	—	—	—	—
Depuneri pe mantaua pistonului, note	9,9	9,9	9,7	9,9	min. 9,0	9,7	9,9	9,6	9,8	min. 7,5
Depuneri totale, note (max. 50)	—	—	—	—	—	48	50	50	48	min. 35
Obturarea sorbului pompei, %	—	—	—	—	—	0	0	0	0	max. 15
Obturarea segmentului de ungere, %	—	—	—	—	—	0	0	0	0	max. 15

Rezultatele obţinute de cele două uleiuri, prezentate în tabelul 9, se încadrează în limitele stabilite de specificaţiile metodei de încercare ET–17.

Tabelul 9

Rezultatele obţinute cu uleiul românesc D-30 Super 2 pe standul Caterpillar, comparativ cu uleiul străin Shell Melina 30

Parametri de evaluare a comportării uleiului	Uleiul		Valori limită admise
	Schell Melina 30	D–30 Super 2	
Depuneri de cărbune în canalul primului segment, % în vol.	14	29	max. 30
Depuneri de cărbune în canalul 2, % suprafaţă acoperită	38	49	max. 50
Depuneri pe piston în zona I, % suprafaţa acoperită	50	40	max. 60
Depuneri pe suprafaţa pistonului situată sub canalul II, % suprafaţă	0	0	0
Starea segmenţilor de piston	liberi	liberi	liberi

Încercări în condiţii de exploatare

Avînd în vedere rezultatele obţinute în încercarea uleiurilor pe standuri, comparativ cu uleiurile străine, s-a trecut la experimentarea lor pe motoarele unor nave în condiţii reale de exploatare. Pentru aceasta, a fost necesar să se fabrice şarje industriale de ordinul a 50 tone din fiecare tip de ulei. Uleiurile respective au fost experimentate în exploatare în condiţiile utilizării combustibililor cu sulf, cum se vede din tabelul 10.

Tabelul 10

Condiţiile recomandate de utilizare a uleiurilor româneşti elaborate pentru motoarele de nave

Combustibilul folosit			Uleiul experimentat			
			pentru ungerea cilindrilor		pentru ungerea completă a motorului	
Tip	Conţinut în sulf, %	Norma de calitate	Denumire	Normă	Denumire	Normă
Motorina	0,5	STAS 240–66	NC–40 tip I	C.S. 96–1974	D–30 Super 2 D–40 Super 2	C.S. 94–74 C.S. 106–75 bis
Combustibil Diesel Martin	1,5	N.I.I. 5400–70	NC–40 tip I NC–50 tip I	C.S. 96–1974	D–30 Super 2 D–40 Super 2	C.S. 94–74 C.S. 106–75 bis
Combustibil Marin greu	3	în curs de elaborare	NC–50 tip II NC–50 tip II	C.S. 95–1974	E–40 Super 2	C.S. 106–75 bis

Experimentarea uleiurilor de cilindru româneşti s-a făcut în paralel şi concomitent cu uleiul de cilindru străin de comparaţie, pe aceleaşi motoare. Aceasta s-a putut realiza datorită modificărilor făcute în circuitul de ungere al motoarelor, permiţînd ca unii din cilindri unui motor să fie unşi cu un tip de ulei, iar ceilalţi cu un alt tip de ulei. În felul acesta s-a putut realiza un paralelism perfect de experimentare, excluzîndu-se factorii care ar fi putut să pună în discuţie compararea rezultatelor.

Evaluarea rezultatelor s-a făcut cu ocazia decarbonizărilor prin examinarea pistoanelor şi segmenţilor, a cilindrilor şi a ferestrelor de evacuare. Rezultatele astfel constatate, au arătat o comportare satisfăcătoare a uleiurilor româneşti comparabilă cu cea a uleiurilor străine.

Uzura cămăşilor de cilindru urmează să fie determinată pe perioade mai mari de utilizare (2–3 ani) a uleiurilor de cilindru elaborate.

Uleiurile de carter (de sistem) pentru ungerea într-un singur circuit a motoarelor au fost experimentate, atît pe motoarele de propulsie în 4 timpi de turaţie medie cît şi pe motoarele auxiliare semirapide. Urmărirea modului de comportare al acestor uleiuri s-a făcut prin analiza periodică a probelor preluate din motoare. S-a stabilit să se determine următoarele caracteristici :

- viscozitatea convenţională la 50°C, °E ;
- conţinutul de apă, % vol. ;
- conţinutul de sare ca NaCl, % greut. ;
- insolubile în n-heptan, % greut. ;
- cifra de aciditate totală, mg KOH/g ;
- punctul de inflamabilitate, °C ;
- cifra de bazicitate totală, mg KOH/g ;
- cifra de aciditate puternică, mg KOH/g.

Valorile conţinute prin urmărirea evoluţiei caracteristicilor fizico-chimice ale uleiurilor în timpul exploatării s-au menţinut în limite admise pînă la o perioadă de circa 5 000 ore de funcţionare la motoarele principale de propulsie şi pînă la 300 ore la motoarele auxiliare.

Summary

There are shown the wanted quality properties for the marine oils and the results in this field in our country in connect to the progress obtained in the constructive development of the engines and in the use of more economical fuels with an higher content of sulfur.

Résumé

On expose les éxigeances de qualité imposée aux huiles marine et les résultats obtenus dans ce domaine en notre pay dans les conditions du progrés réalisè dans la construction des moteurs et de l'utilisation de combustibles plus économiques a un contenu élevé en soufre.

Zusammenfassung

Es werden die Qualitätskennzahlen für Schiffsschmieröle betrachtet, sowie die in unserem Land auf diesem Gebiet erziehlten Ergebnisse, unter den Bedingungen der Vortschritte im Motorenbau und der Anwendung wirtschaftlicherer Treibstoffe mit höherem Schwefelgehalt.

Резюме

Указаны качественные требования, предъявляемые к маслам для судовых двигателей и результаты, полученные в этой области у нас в стране с учетом успехов, достигнутых в строительстве двигателей и использования более экономических высокосернистых топлив.

◆

CZ: 621.431.73 : 621.89

Contribuţii la cercetarea teoretică şi experimentală privind sistemul de ungere a motoarelor de autovehicule

Dr. ing. Cornel **SĂLĂJAN** – Universitatea Braşov
Dr. ing. Gheorghe **PEREŞ** – Universitatea Braşov
Ing. Viorel **VULPE** – Universitatea Braşov

Consideraţii teoretice

În calculul de verificare sau proiectare a sistemului de ungere se urmăreşte stabilirea corelaţiei dintre debitele de ulei necesare la locurile de ungere şi parametrii pompei de ulei, avîndu-se în vedere pierderile de presiune din reţeaua de conducte. Această corelaţie se are în vedere pentru întreaga gamă de variaţie a turaţiei motorului, motorul funcţionînd în sarcină sau în gol la diferite trepte de temperaturi ale uleiului în baie.

Una din problemele de optimizare ale unui sistem de ungere pentru un motor de autovehicul constă în determinarea necesităţilor de debit ale sistemului de ungere în condiţiile unor anumite presiuni şi temperaturi ale uleiului (corespunzătoare condiţiilor funcţionale ale motorului) funcţie de variaţia principalilor parametri funcţionali ai motorului (turaţie, sarcină) şi corespondenţa acestor necesităţi de debit cu parametrii funcţionali ai pompei de ulei, în prezenţa pierderilor de energie în reţeaua sistemului.

Alegind ca model experimental motorul D–115, în urma analizării epurei sistemului de ungere (fig. 1), se pot scrie relaţiile de calcul care conduc la determinarea următoarelor mărimi :

Q_{p_i} – debitul de ulei necesar pentru lagărul palier ;
Q_{m_i} – debitul de ulei necesar pentru lagărul maneton ;
Q_{c_i} – debitul de ulei necesar pentru lagărul arborelui cu came ;
Q_{MR} – debitul necesar alimentării unui tronson care cuprinde un lagăr palier şi un lagăr maneton ;
Q_2, Q_3, Q_4 – debitele corespunzătoare celorlalte tronsoane care se ramifică de la rampa centrală de ungere ;
Q_{min} – debitul total minim, pe care trebuie să-l asigure pompa de ulei ;
Δp_i – căderea de presiune pe traseul de la pompă la cel mai îndepărtat punct de alimentare (primul lagăr palier).

Relaţiile care descriu mărimile sus amintite sînt :

– pentru descrierea debitelor necesare lagărelor relaţiile sînt de forma :

$$Q_{i_j} = C_{i_j} \cdot \omega i_j + F_{i_1} + C_{i_2} \cdot \frac{p_{ni}}{\eta_j} \cdot F_{i_2},$$

unde :

$C_{i_j} = \frac{1}{2} \frac{d_i^2}{l_i} \cdot h_{0_i}$; d_i, l_i, h_{0_i} – parametrii geometrici ai lagărului ;

ω_{i_i} – viteza unghiulară a fusului din lagărul –i– ;

$F_{i_j} = F_{i_1}(\chi;\ \theta_2 - \theta_1)$ unde : χ este excentricitatea relativă ;

$$C_{i_2} = \frac{1}{6} \frac{h_{0i}^3}{l_i};$$

p_{ni} – presiunea uleiului la nivelul orificiilor de alimentare a lagărelor ;
η_j – viscozitatea absolută a uleiului ;

$$F_{i_2} = F_{i_2}(\chi;\ \theta_1 - \theta_2);$$

$$Q_{MR} = Q_{p_i} + Q_{m_i};$$

$$Q_2 = 3\,Q_{p_i} + 2\,Q_{m_i} + 3\,Q_{c_i};$$

$$Q_3 = 2\,Q_{p_i} + Q_{m_i};$$

$$Q_{min} = 4\,Q_{p_i} + 3\,Q_{m_i} + 4{,}3\,Q_{c_i};$$

$$Q_4 = Q_{p_i} + 2\,Q_{c_i};$$

$$\Delta_{p_i} = a_{11}\,(a_{12}\,\eta_j + a_{13}Q_{p_i})\,Q_{p_i} + a_{21}\,(a_{22}\,\eta_j +$$
$$+ a_{23}Q_4)\,Q_4 + a_{31}\cdot\eta_i\,(a_{32}\,Q_3 + a_{33}Q_2) + a_{41}(a_{42}\eta_j +$$
$$+\,a_{43}\,Q_{min})\,Q_{min};$$

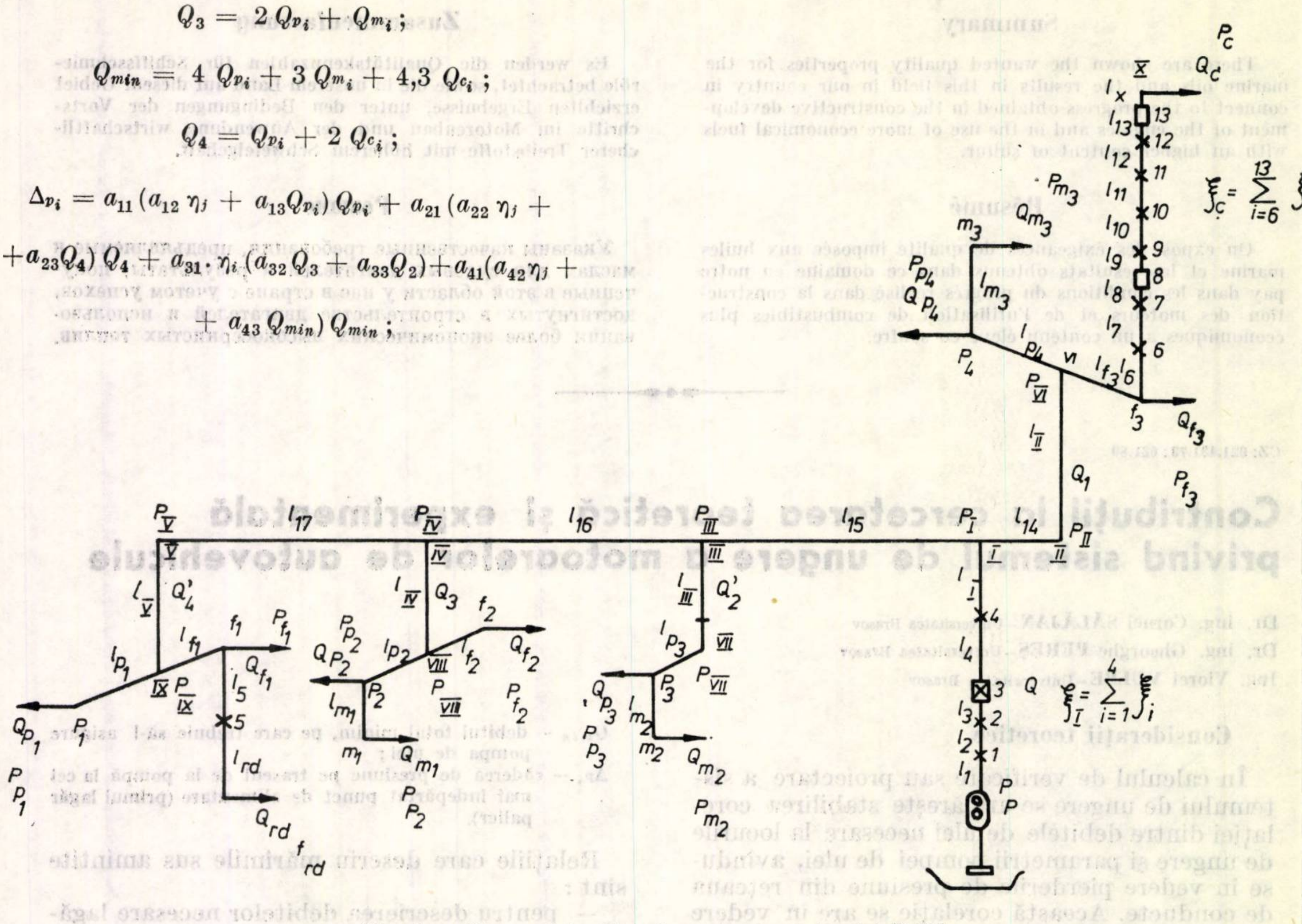

P_c
Q_c
X
l_x
13
l_{13}
12
l_{12}
11
l_{11}
10
l_{10}
9
l_9
8
l_8
7
l_7
6
l_6
$\xi_c = \sum_{i=6}^{13}$
P_{m_3}
Q_{m_3}
m_3
l_{m_3}
P_{p_4}
$Q\,p_4$
P_4
l_{p_4}
VI
l_{f_3}
P_{VI}
f_3
Q_{f_3}
l_{II}
Q_1
P_{f_3}
P_V
l_{17}
P_{IV}
l_{16}
P_{III}
l_{15}
P_I
l_{14}
P_{II}
V
IV
III
I
II
l_V
Q'_4
l_{IV}
Q_3
l_{III}
Q'_2
l_I
f_1
P_{f_1}
l_{f_1}
l_{p_1}
IX
P_{IX}
Q_{f_1}
l_5
5
Q_{p_1}
P_1
P_{p_1}
l_{rd}
Q_{rd}
f_{rd}
P_{p_2}
$Q\,P_2$
l_{p_2}
f_2
l_{f_2}
Q_{f_2}
VIII
P_2
P_{VIII}
P_{f_2}
l_{m_1}
m_1
Q_{m_1}
P_{P_2}
l_{p_3}
VII
P_{VII}
Q_{p_3}
P_3
l_{m_2}
P_{p_3}
m_2
Q_{m_2}
P_{m_2}
4
l_4
3
Q
$\xi_I = \sum_{i=1}^{4} \xi_i$
l_3
2
l_2
1
l_1
P
P

Fig. 1. — Epura sistemului de ungere a motorului D-115.

în care a_{11}, a_{12} . . . . . . a_{43} sînt coeficienţi care definesc mărimile geometrice ale relaţiei de ungere, coeficienţii pierderilor locale de energie în reţea.

Mărimi variabile :

— ω_i — viteza unghiulară a arborelui motor — respectiv turaţia acestuia ;

— p_{ni} — presiunea uleiului la nivelul orificiilor de alimentare a lagărelor (determinat experimental) ;

— η_i — temperatura uleiului la intrarea în lagăr — t_{ui} — care va produce variaţia viscozităţii dinamice ;

— sarcina motorului şi anume : sarcina zero şi sarcina totală.

Întocmirea schemelor logice de calcul

Avînd în vedere algoritmii care descriu mărimile care caracterizează variaţia debitelor şi căderilor de presiune, în urma simbolizării constantelor şi variabilelor se pot alcătui organigramele în vederea întocmirii programului în limbaj FORTRAN. Aceste organigrame s-au alcătuit pentru regimul de mers în gol şi regimul de sarcină totală a motorului. În figura 2 se exemplifică organigrama pentru regimul de mers în gol a motorului (R.M.G.).

Datele de intrare pentru cele două regimuri de lucru ale motorului au în vedere parametrii geometrici şi funcţionali ai motorului D—115.

Ţinînd seama de organigramele alcătuite se întocmeşte programul în limbaj FORTRAN în vederea efectuării calculelor pe calculatorul I.B.M. 360/30. O parte din prelucrările rezultatelor obţinute pe calculator se vor prezenta în comparaţie cu rezultatele obţinute experimental.

Cercetările experimentale

Utilizînd schema de montaj a aparaturii de măsurare din figura 3 s-au putut determina pe standul de încercare prevăzut cu frînă hidrodinamică, următorii parametri funcţionali :

— n_m — turaţia arborelui motor (traductor 8) ;

— Q_{MR} — debitul de ulei care alimentează un tronson (traductor de debit (2)) ;

— P_1 — presiunea uleiului din rampa centrală de ungere ;

— p_3 — presiunea la intrarea în rampa culbutorilor ;

— T_r — temperatura apei la ieşirea din motor ;

— T_{ud} — temperatura uleiului la intrarea în traductorul de debit ;

— T_b — temperatura uleiului din baie ;

— t_a — timp de amorsare;
— P — puterea efectivă a motorului;
— M_n— cuplul motor efectiv.

Măsurarea parametrilor pompei de ulei s-au realizat pe o instalaţie independentă special construită pentru acest scop. Presiunile P_1 şi P_3 s-au înregistrat pe hîrtie fotosensibilă cu ajutorul oscilografului H 1706 — Visicorder utilizîndu-se traductoare diferenţiale de presiune de tip Hottinger. Debitul, temperaturile, turaţia s-au măsurat prin intermediul traductoarelor şi a aparaturii cuprinse in caseta Hydrotechnik K.G.

Verificarea experimentală a rezultatelor teoretice obţinute pe calculator

Comparînd debitele de ulei care au rezultat în urma determinărilor teoretice pe calculator —Q_{MR}— cu cele găsite prin măsurători experimentale —Q'_{MR}— pentru regimul de mers în gol al motorului-figura 4—se observă în general o concordanţă între cele două evoluţii (Q_{MR} şi Q'_{MR}); debitul teoretic are o variaţie în funcţie de turaţia apropiată ca formă de forma curbei experimentale Q'_{MR}. Din punct de vedere valoric debitul Q_{MR} este în general acoperitor.

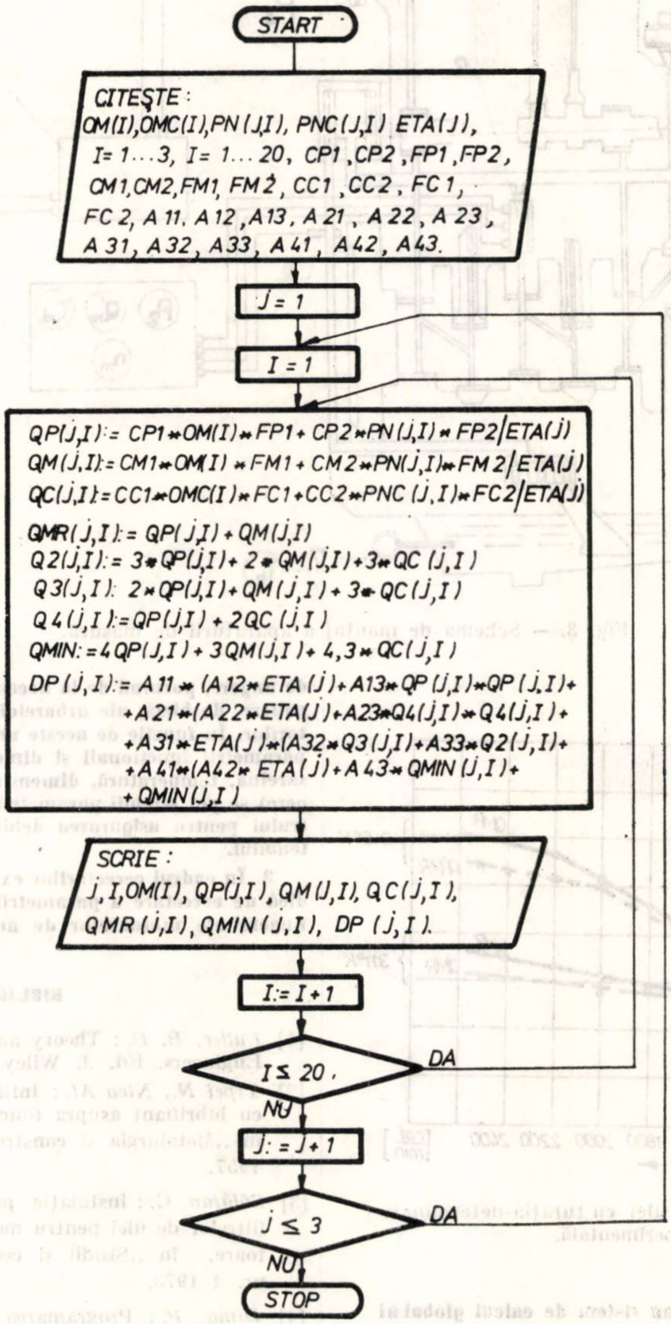

START
CITEŞTE :
OM(I),OMC(I),PN(J,I), PNC(J,I) ETA(J),
I= 1...3, I= 1...20, CP1,CP2,FP1,FP2,
CM1,CM2,FM1, FM2, CC1,CC2, FC1,
FC2, A11. A12,A13, A21, A22, A23,
A31, A32, A33, A41, A42, A43.
J = 1
I = 1
QP(J,I):= CP1*OM(I)*FP1+ CP2*PN(J,I)*FP2/ETA(J)
QM(J,I):= CM1*OM(I)*FM1+ CM2*PN(J,I)*FM2/ETA(J)
QC(J,I):= CC1*OMC(I)*FC1+CC2*PNC(J,I)*FC2/ETA(J)
QMR(J,I):= QP(J,I) + QM(J,I)
Q2(J,I):= 3*QP(J,I)+ 2*QM(J,I)+3*QC(J,I)
Q3(J,I): 2*QP(J,I)+QM(J,I)+ 3*QC(J,I)
Q4(J,I):=QP(J,I) + 2QC(J,I)
QMIN:=4QP(J,I) + 3QM(J,I)+ 4,3*QC(J,I)
DP(J,I):= A11*(A12*ETA(J)+A13*QP(J,I)*QP(J,I)+
+A21*(A22*ETA(J)+A23*Q4(J,I)*Q4(J,I)+
+A31*ETA(J)*(A32*Q3(J,I)+A33*Q2(J,I)+
+A41*(A42*ETA(J)+A43*QMIN(J,I)+
+QMIN(J,I)
SCRIE :
J,I,OM(I), QP(J,I), QM(J,I), QC(J,I),
QMR(J,I), QMIN(J,I), DP(J,I).
I:= I+1
I ≤ 20
DA
NU
J:= J+1
J ≤ 3
DA
NU
STOP

Fig. 2. — Organigrama pentru regimul de mers în gol al motorului (RMG).

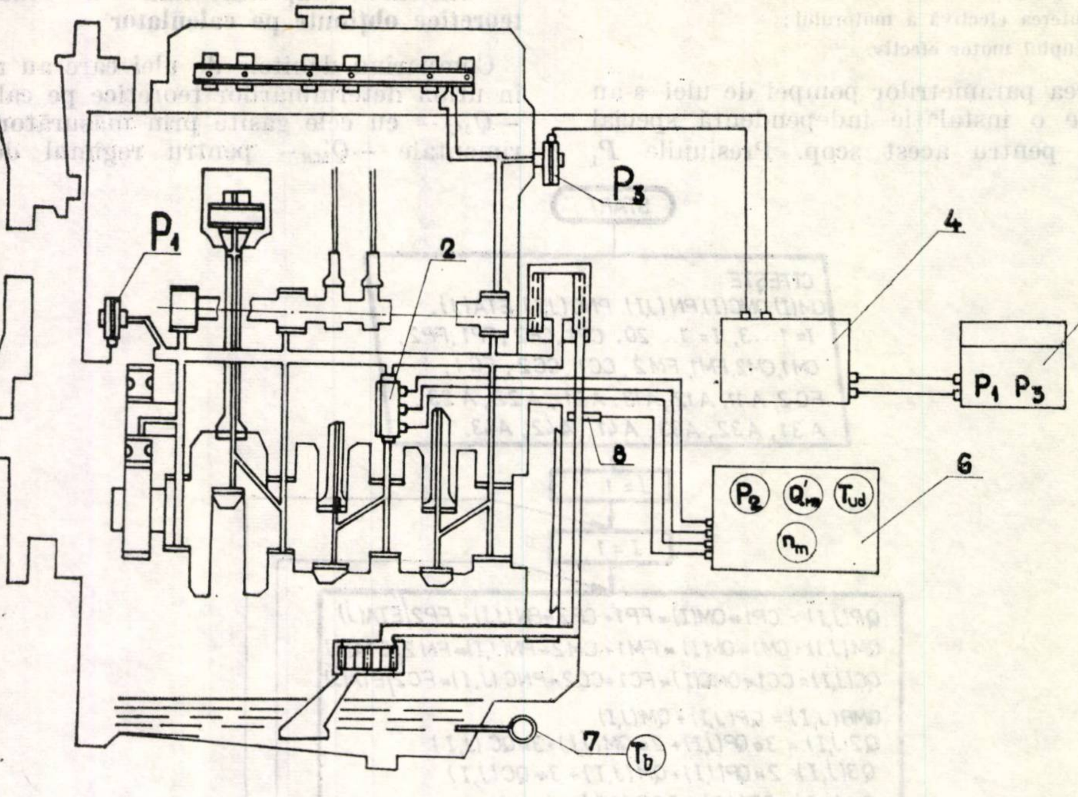


Fig. 3. — Schema de montaj a aparaturii de măsură.

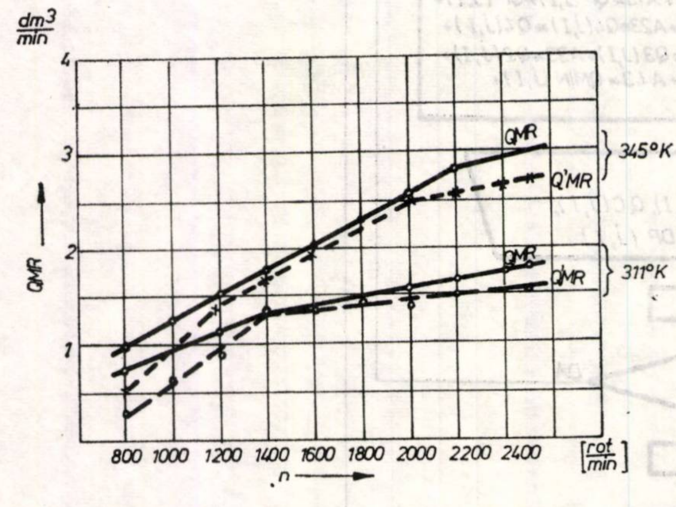


Fig. 4. Variaţia debitului de ulei cu turaţia-determinare teoretică şi experimentală.

Concluzii

1. În lucrare se recomandă un sistem de calcul global al parametrilor sistemului de ungere, în dependenţă de parametrii funcţionali ai motorului.

2. Metodica de calcul preconizat în lucrare poate realiza optimizarea parametrilor elementelor de bază ale sistemului de ungere, pornind de la necesităţile de debit pentru lagărele paliere, de bielă, ale arborelui cu came şi ale rampei culbutorilor. În funcţie de aceste necesităţi de debit în corelaţie cu parametrii funcţionali şi dimensionali ai motorului (turaţie, sarcină, temperatură, dimensiuni de lagăre şi canale de ungere) se pot sstabili parametrii optimi ai pompei de ulei şi filtrului pentru asigurarea debitului şi presiunii necesare sistemului.

3. În cadrul cercetărilor experimentale s-a stabilit o metodică de cercetare a parametrilor funcţionali ai sistemelor de ungere ale motoarelor de autovehicule.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fuller, B. D.*: Theory and Practice of Lubrification of Engineers. Ed. J. Wiley. New-York — 1956.

[2] *Tipei N., Nica Al.*: Influenţa condiţiilor de alimentare cu lubrifiant asupra funcţionării lagărelor cu alunecare în „Metalurgia şi construcţia de maşini" XI nr. 10— 1957.

[3] *Sălăjan C.*: Instalaţie pentru încercarea pompelor şi filtrelor de ulei pentru motoarele de automobile şi tractoare. în „Studii şi cercetări de mecanică agricolă" nr. 4 1973.

[4] *Dima, P.*: Programarea în FORTRAN — Ed. Didactică Bucureşti 1972.

[5] *Niculescu, St.*: Iniţiere în FORTRAN — Ed. Tehnică Bucureşti 1972.

Summary

The paper proposes a calculation method for the parameters of the lubrication system in automobile engines depending on the functional parameters of the engine, having in view the optimization of the lubrication process.

Résumé

L'ouvrage propose une méthodique de calcul des paramètres du système de graissage des moteurs des véhicules auto, en fonction des paramètres de travail du moteur pour l'optimisation du process de graissage.

Zusammenfassung

Die Arbeit schläst eine Rechnenmethoden de Parameter des Schmierungssystems der Kraftfahrzeugmotoren in Abhängigkeit von den Betriebsparametern des Motors, zur Optimierung des Schmierungsvorgangs, vor.

Резюме

В работе приведены методические указания для расчета системы смазки автотракторных двигателей в зависимости от рабочих параметров двигателя, в целях оптимизации процесса смазки.

◆

CZ: 681.01.374.5

Conferinţa europeană de mecanică fină

La sfîrşitul lunii aprilie 1976 s-a desfăşurat la Varşovia Conferinţa internaţională de mecanică fină, la care au fost prezenţi şefi de institute, facultăţi, catedre de mecanică fină din Europa, precum şi alţi specialişti din învăţămîntul superior, cercetare şi producţie. S-au dezbătut atît probleme legate de proiectarea, sistematizarea, tipizarea şi simbolizarea aparatelor în general, cît şi metodele moderne de pregătire a inginerilor din acest domeniu de vîrf al industriei. Conferinţa a pus concret în evidenţă vastitatea cîmpului de investigaţii ce se pot face în mecanica fină, în care se includ sau de care depind aparate sau produse menite să sprijine şi să lărgească sfera activităţilor intelectuale.

Elaborarea unor sisteme tehnice noi de transmitere şi prelucrare a datelor, de înmagazinare a acestora, adaptarea aparatelor de măsurat la precizia şi sensibilitatea cerute diferitelor procese (nu peste, dar nici sub limitele impuse), proiectarea suportului material al microundelor, proiectarea şi construcţia modulelor logice (altele decît cele electronice), microroboţii industriali, aplicaţiile tehnice tot mai largi ale laserului şi holografiei ş.a., au fost subliniate ca probleme ce urmează să ocupe activitatea actuală şi viitoare a specialiştilor din acest domeniu. Pregătirea inginerilor va trebui să urmărească în mod deosebit aceste obiective care impun o valorificare superioară a materiei prime şi investirea de inteligenţă sporită în fiecare produs. La Institutul politehnic din Bucureşti, pregătirea în acest sens este conformă cu cerinţele actuale şi de viitor ale industriei noastre şi aliniată la direcţiile de dezvoltare ale mecanicii fine în lume.

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**
Şeful catedrei de mecanică fină
Institutul politehnic Bucureşti

◆

CZ: 621.431

RECENZII

Karl ZINNER, **Aufladung von Verbrennungsmotoren** (Supraalimentarea motoarelor cu ardere internă), Springer Verlag, Berlin-Heidelberg — New York, 1975, 276 pagini, 185 figuri, 2 anexe.

Supraalimentarea motoarelor, a motoarelor cu aprindere prin comprimare în principal, constituie o modalitate actuală şi de perspectivă pentru a obţine creşteri importante ale puterii acestora ; rezultă şi alte avantaje cum ar fi îmbunătăţirea parametrului putere pe litru de cilindree sau pe kilogram de motor, iar în unele cazuri, reducerea consumului de combustibil şi a emisiilor poluante. În acelaşi timp cresc solicitările mecanice şi termice ale motorului, apar modificări ale caracteristicii de cuplu şi de acceleraţie, sînt dificultăţi în legătură cu alimentarea cu aer şi cu combustibil.

Cunoaşterea şi rezolvarea acestor probleme a permis realizarea motoarelor cu aprindere prin comprimare cu presiuni medii efective de 18—24 kgf/cm², în perspectivă existînd posibilitatea de a creşte şi mai mult aceste valori. În spatele realizărilor arătate se află experienţa unor firme constructoare de motoare cu ardere internă, firma MAN din Augsburg R.F.G., fiind una din uzinele pioniere de dezvoltare a motoarelor cu aprindere prin comprimare. Profesorul Zinner, fost mulţi ani directorul cercetării pentru motoare cu ardere internă al acestei firme şi cunoscut prin publicaţiile sale în domeniul supraalimentării motoarelor cu ardere internă, este autorul acestei lucrări care îşi propune în principal să evidenţieze problemele ridicate de funcţionarea în comun a motorului şi a sistemului de supraalimentare în scopul realizării performanţelor optime ale motorului.

Lucrarea este dezvoltată în 11 capitole. După precizarea noţiunilor utilizate, examinarea diferitelor metode de supraalimentare şi un scurt istoric, în capitolul 3 se discută termodinamica proceselor din compresor şi din motor, determinarea coeficientului de umplere, calculul performanţelor motorului. În următoarele patru capitole se discută construcţia şi caracteristica de funcţionare a compresorului, caracteristica presiune — debit volumic a motorului, condiţiile de funcţionare în comun a compresorului şi a motorului în cazul supraalimentării mecanice şi în cazul supraalimentării cu grup turbocompresor. Capitolul 7 prezintă probleme ale răcirii intermediare şi modalităţi pentru creşterea randamentului motorului.

În capitolul 8 sînt prezentate pe larg problemele esenţiale ale supraalimentării cu grup turbocompresor ; se cercetează accelerarea, cuplul motor dezvoltat de motorul supraalimentat şi metodele pentru îmbunătăţirea lor, comportarea motorului supraalimentat cu grup turbocompresor la altitudine şi emisia de noxe în gazele de evacuare la aceste tipuri de motoare.

Capitolul 9 analizează procedee speciale în legătură cu supraalimentarea cu impuls de gaze de presiune diferită, folosirea schimbătoarelor de presiune, răcirea intermediară a aerului cu ajutorul turbinei de destindere sau folosirea procedeului Miller.

Capitolul 10 prezintă aspecte constructive ale grupului de supraalimentare, construcţia rotorului, dispoziţia lagărelor şi ungerea lor, probleme deosebit de sensibile la maşini a căror turaţie poate depăşi 40 000 rot/min.

Lucrarea se încheie cu prezentarea unor tipuri semnificative de motoare supraalimentate, iar în anexe se dau două diagrame care permit o primă evaluare a condiţiilor de funcţionare ale motorului şi grupului de supraalimentare.

Lucrarea este scrisă clar, are demonstraţii simple pentru a ilustra desfăşurarea fenomenelor, face apel la tehnici de calcul moderne pentru proiectare, prezintă numeroase diagrame cu date obţinute şi comentate de autor, este un ansamblu unitar şi înfăţişează idei personale şi valoroase în legătură cu dezvoltarea în continuare a motoarelor supraalimentate.

Prin conţinutul său lucrarea interesează pe toţi inginerii care se ocupă de motoarele cu aprindere prin comprimare şi de grupurile de supraalimentare.

Prof. Călin Adrian Vasilescu

CZ: 534:628.5

A. DARABONT, D. VĂITEANU, **Combaterea poluării sonore şi a vibraţiilor.** Editura Tehnică, Bucureşti, 1975, 462 pagini, 585 figuri, 41 tabele.

Zgomotele şi vibraţiile ca sursă de inconfort sau de nocivitate sînt legate de dezvoltarea societăţii moderne, de industrializare, de urbanizare, de motorizare, de introducerea aparaturii electrocasnice. Impactul la care este supus individul în mod continuu, la locul de muncă (atît în uzine cît şi în birouri), pe drum, la locul de recreere (prin sunetele datorate mijloacelor electronice de distracţie) şi în timpul odihnei, creşte continuu, atinge limite la care devine un pericol, depăşeşte în unele cazuri pragurile admisibile. Pierderile economice înregistrate direct (îmbolnăviri, pensionări) sau indirect (scăderea calităţii producţiei, micşorarea capacităţii de concentrare intelectuală, mărirea riscului de accident etc.) nu pot fi totdeauna contabilizate, însă reprezintă sume uriaşe astfel că zgomotul şi vibraţiile constituie astăzi un pericol social şi un cert factor de risc.

Din aceste motive cunoaşterea surselor de zgomot şi de vibraţii şi combaterea lor eficientă, este o obligaţie a tehnicii avansate, este la noi în ţară o sarcină care derivă din prevederile legii pentru protecţia mediului.

Lucrarea „Combaterea poluării sonore şi a vibraţiilor" îşi propune să analizeze principalele surse de zgomot şi vibraţii de la maşini şi utilaje şi să dea recomandări şi soluţii pentru măsurile de protecţie, constituind astfel un cert sprijin al activităţilor practice de protecţie a omului.

În primele patru capitole se prezintă aspecte generale referitoare la zgomote şi vibraţii, metodele folosite pentru măsurare, precum şi soluţiile generale utilizate în combaterea lor. Se prezintă sistematic noţiunile utilizate, se fac precizări a teoriei proceselor, se înfăţişează principiile de atenuare.

În continuare se analizează detaliat protecţia individuală împotriva zgomotelor şi vibraţiilor, combaterea zgomotelor şi vibraţiilor la maşini şi instalaţii (cum ar fi compresoare, maşini electrice, maşini-unelte etc.) şi combaterea zgomotelor şi vibraţiilor în diferite ramuri ale industriei: minieră, construcţii, metalurgică, petrolieră, transport gaze, chimică, energetică, prelucrarea lemnului, industria uşoară, alimentară, agricultură. Se analizează pe larg zgomotul urban, zgomotul şi vibraţiile produse de mijloacele de transport rutiere, navale, aeriene. Se arată sursele de zgomot şi de vibraţii în centrele de calcul, în birouri, în clădiri. Această parte a lucrării, dealtfel cea mai amplă, informează asupra cauzelor zgomotelor şi vibraţiilor, nivelul lor de intensitate, mijloacele cele mai eficiente de combatere; se înfăţişează aparate şi instalaţii de combatere a zgomotului realizate de către specialiştii români, evidenţiindu-se performanţele lor ridicate.

Lucrarea amplă, redactată clar, cu date teoretice şi practice, bazată pe experienţa autorilor şi pe o largă bibliografie, prima lucrare de această factură în ţara noastră, reprezintă un material de o deosebită importanţă pus la îndemîna tuturor inginerilor din proiectare şi din exploatare, care, indiferent de specialitatea lor, au datoria să se preocupe de reducerea acestei grave surse de poluare.

Prof. dr. doc. ing. Călin Vasilescu

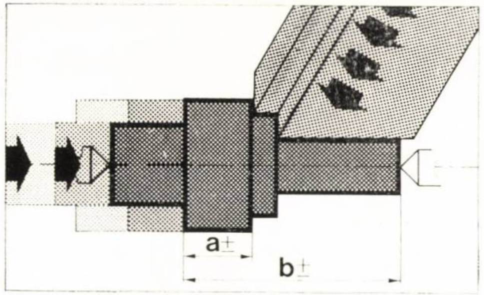
Abonaţi-vă la

revista

„Construcţia de maşini"

pe anul 1977

RECTIFICAREA CILINDRICA A DEVENIT ATIT DE CUNOSCUTA DATORITA FIRMEI STUDER GLOCKENTHAL



ESTE CONSIDERATA CA FIIND CREATIA

ACESTEI FIRME

Nu este cazul, dar **STUDER GLOCKENTHAL** se află de peste 60 de ani în fruntea progresului, în dezvoltarea mașinilor de rectificat cilindric de mare precizie.

Prima mașină a fost construită în 1912 pentru soluționarea unei anumite probleme. De altfel, aceasta constituie o specialitate a firmei STUDER GLOCKENTHAL: pentru fiecare problemă, livrează utilajul și soluția optime. Iată de ce sectorul nostru de "Cercetare și Dezvoltare" este unul din cele mai bine dotate din acest domeniu. Glockenthal a realizat numeroase soluții și invenții, utilizate astăzi pe plan mondial.

De aceea Glockenthal este un centru recunoscut al rectificării cilindrice.

Firma Glockenthal a dezvoltat, a controlat și a testat poziționarea longitudinală automată combinată cu comanda măsurării lungimilor și diametrelor și anume:

Poziționarea longitudinală:

compensarea diferențelor de adîncimi de centru pentru:

- rectificarea la distanță (adîncire oblică);
- degajarea frontală și a pragurilor;
- rectificarea propriu-zisă frontală și a pragurilor;
- pătrunderea în adînciri;
- economie de timp.

Poziționarea longitudinală și comanda măsurării lungimilor.

Poziționarea longitudinală și comanda măsurării diametrelor și a lungimilor

Firma noastră a reușit să automatizeze aceste procese complicate fără ca precizia să sufere. În schimb producția a crescut considerabil. Pentru detalii suplimentare solicitați documentația noastră privind seria RHU.

STUDER

**RECTIFICARE
DE CEA MAI MARE
PRECIZIE**

FRITZ STUDER LTD
GLOCKENTHAL / CH-3601 THUN
TEL. 033/37 31 31 TELEX 32 323

PUBLICOM

Foarfece

HARRIS 1335A

Utilaj de mare eficienţă !
Clienţii noştri obţin pînă la 65 t/h
Vă garantăm că foarfecele HARRIS -
cu o greutate de peste 450 t -
toacă tablă de un inci şi taie
pînă la 5 inci grosime. Vă lăsăm
pe dv. să calculaţi rentabilitatea

Harris Economy comercializează: foarfece Harris, prese, transportoare, maşini de balotat dens pentru deşeuri solide şi maşini de balotat hîrtie, macarale, maşini de turnat lingouri Sheppard şi elevatoare. O gamă completă de utilaje pentru industrie - oţel, deşeuri metalice, hîrtie şi metale neferoase - precum şi pentru gospodăria comunală. Utilaje de orice dimensiuni de la foarfecele de 2 000 t pînă la presele portabile pentru hîrtie.

Calitatea echipamentului şi nivelul cunoştinţelor tehnice sînt rezultatul experienţei acumulate : sute de instalaţii exportate în toată lumea. Harris Economy şi agenţiile sale din întreaga lume vă stau la dispoziţie cu utilaje, documentaţie tehnică şi service.

A PRODUCT OF AMERICAN HOIST

Harris Economy

Division of American Hoist (Europe) Ltd.

Sales Office: Harris House, Marlow, Bucks SL7 1DB, England. Tel: Marlow 71447 Telex: 847363
Service & Manufacturing: New Foundry, Bridgend, Glamorgan CF31 1LZ, Wales. Tel: 0656 3201 Telex: 49224
and Bridge Street, Church, Near Accrington, Lancs BB5 4HU, England. Tel: Accrington 385011-3
Group Head Office: American Hoist International Corporation, St. Paul, Minnesota 55107, U.S.A. Telex: 297-432

PUBLICOM

TÎRGUL DE LA LEIPZIG

REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ

13.- 20.3.1977

Pentru experţii din toată lumea, punctul de atracţie îl constituie ramura construcţiilor de maşini grele, care -împreună cu industriile periferice- creează premisa orientării, a informării şi a viitoarelor decizii.

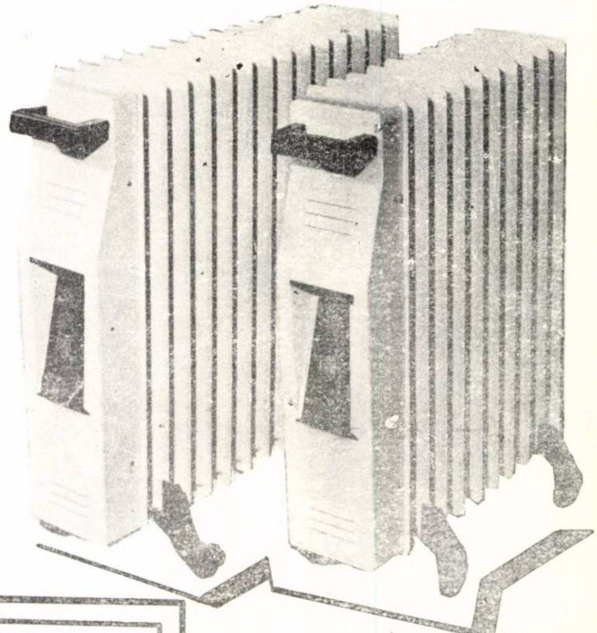
Firme renumite din lumea întreagă prezintă nivelul actual al progresului tehnico-ştiinţific pe plan **internaţional.**

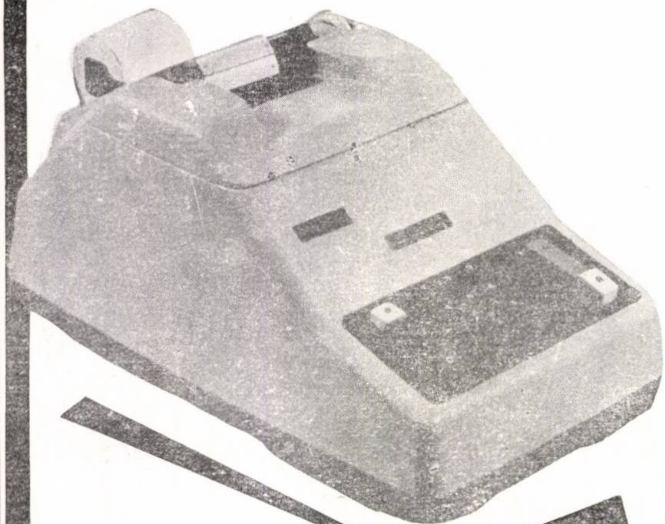
Simpozioane şi conferinţe asigură o informare completă asupra noilor dezvoltări şi soluţii tehnologice.

Informaţii privind transportul şi procurarea permiselor de intrare la tîrg -individuale, precum şi în grup- puteţi obţine prin O. N. T. "Carpaţi" sau prin Agenţia comercială de pe lîngă Ambasada R. D. G. din România, Calea Dorobanţilor nr. 14, Bucureşti.

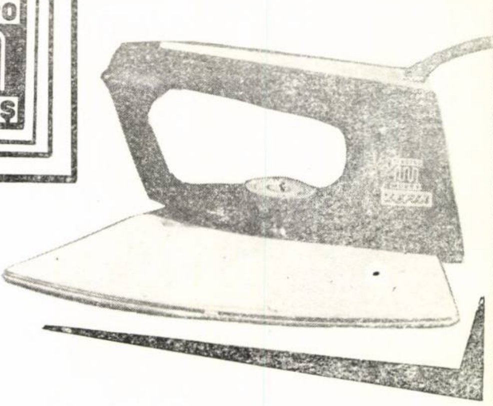
PUBLICOM

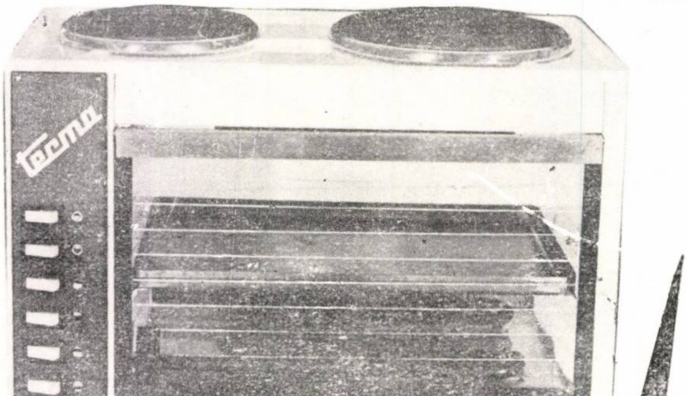
Calitatea, utilitatea şi estetica produselor realizate de Intreprinderea"ELECTROMURES", recomandă: o gamă largă de produse industriale şi electrocalorice de uz casnic, maşini de calculat electromecanice, conductoare electrice, diverse tipuri de cordoane, cabluri de înaltă tensiune şi înaltă frecvenţă, cablaje electrice pentru autovehicule şi tractoare etc.





ELECTRO
MUREŞ





Produsele sînt realizate într-o mare varietate de forme, dimensiuni şi culori, la un înalt nivel calitativ.

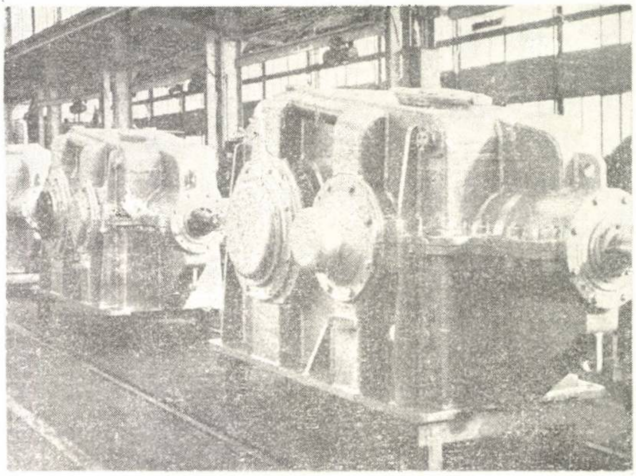
Electromureş

4300 Tîrgu Mureş str. Kossuth Lajos nr. 112-114.
Telefon: 11817-11818-11486. Telex: 035249.

ABONATI-VA
LA REVISTA
CONSTRUCTIA
DE MAŞINI

RRR

O NOUĂ FABRICĂ
DE REDUCTOARE



REŞIŢA-RENK S.A. — prima societate mixtă româno-vest-germană pe acţiuni şi-a început la Reşiţa activitatea de producţie şi livrare. Ea produce reductoare după tehnologii moderne şi după cele mai noi cunoştinţe din domeniul tehnicii danturării. Se îmbină astfel know-how-ul partenerului german — firma Zahnräderfabrik RENK AG din Augsburg — cu tradiţia construcţiilor de maşini din Reşiţa, în fabricaţia de reductoare pentru:

- nave
- laminoare
- explotarea lignitului
- industria cimentului
- industria chimică
- şi multe alte domenii

Un exemplu din actuala fabricaţie:
Reductor pentru instalaţii cu benzi transportoare în exploatarea lignitului (vezi foto). Actualmente se construiesc reductoare pentru beneficiari din România, Polonia şi R. F. Germania.

REŞIŢA—RENK S.A. FABRICA DE REDUCTOARE

Căsuţa poştală 3 Reşiţa — România
Telefon: (964)30640 şi 31913
Telegrame: reşiţarenk • Telex: 44-249

PUBLICOM

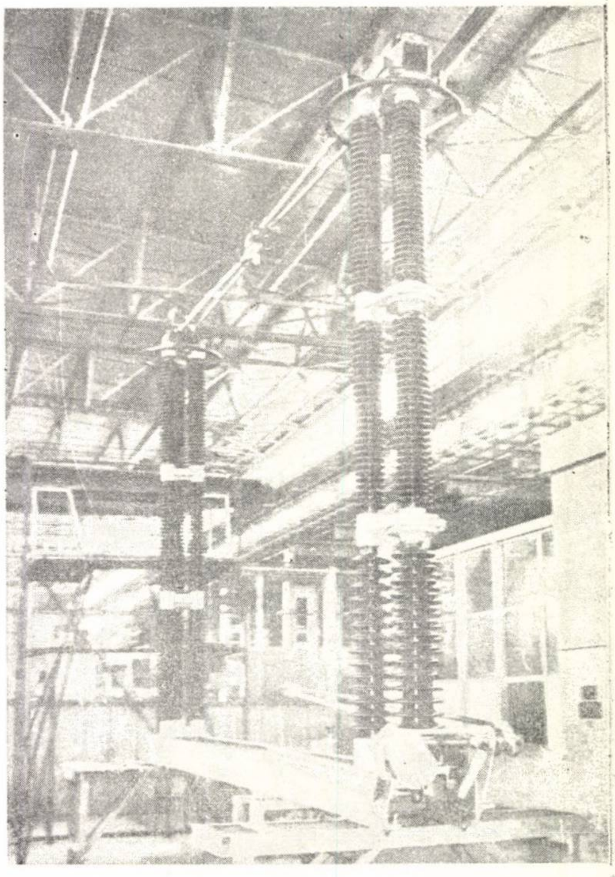
CENTRALA INDUSTRIALA DE MAŞINI ŞI APARATAJE ELECTRICE

CRAIOVA

produce şi livrează

aparataj electric de înaltă tensiune

- întrerupătoare de medie şi înaltă tensiune : 7,2-420 kV; 630-2 500 A; 300-20 000 MVA;
- separatoare de interior : 10-35 kV; 200-6 300 A;
- separatoare de exterior : 10-400 kV; 400-2 000 A;
- bobine de reactanţă în beton : 6-10 kV; 100-2x2 000 A; 3-10 %;
- siguranţe fuzibile de înaltă tensiune : 6-35 kV; 2,5-100 A;
- transformatoare de măsură de curent : 1-420 kV; 5-10 000 A;
- transformatoare de măsură de tensiune : 1-400 kV;

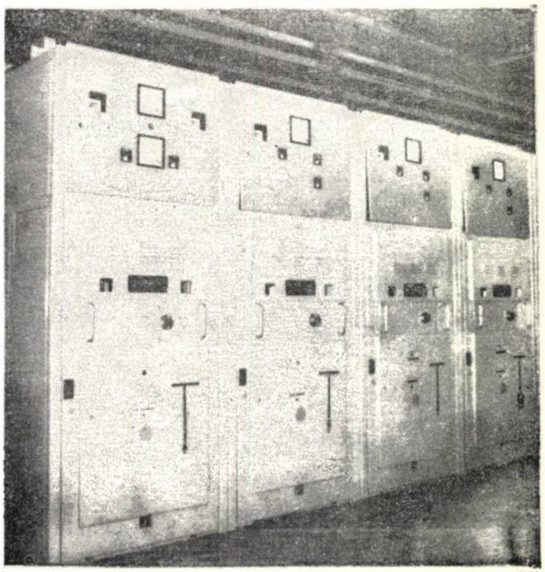


Separator monopolar de exterior cu cuţite de punere la pămînt 400 kV, 1600 A.

aparataj de comandă şi pornire a motoarelor de joasă şi înaltă tensiune :

- autotransformatoare de pornire :
  - cu siguranţă mărită 630 kVA/0,38; 0,5 kV 580; 1 000; 1 600; 2 500 kVA/6kV;
  - cu comandă de la distanţă 580; 1 000; 1 600; 2 500 kVA/6 kV;
- reostate de pornire :
  - în ulei 100; 200; 350; 500 kW;
  - reglaj cu lichid 500; 1 000 kW;
- tablouri de comandă automată 160-1 600 kW/6kV 100; 200 kW/0,38, 0,5 kV;

la INTREPRINDEREA "ELECTROPUTERE"
Craiova



Celule prefabricate pentru o distribuţie energetică de interior de 10 kV, 630 A.

celule prefabricate şi posturi de transformatoare :

- celule prefabricate închise de interior cu simplu şi dublu sistem de bare pentru staţii de 10-20 kV; 630-2 500 A; 200-500 MVA;
- celule prefabricate pentru posturi de transformare 10; 20 kV;
- posturi de transformare de exterior 10; 11; 20/0,4 kV; 250; 500; 630; 1 600 kVA;
- bare capsulate 6-24 kV; 1 600-10 000 A;

la INTREPRINDEREA DE CELULE PREFABRICATE
Băileşti

Calea Bucureşti nr. 144, Craiova

REDACŢIA REVISTEI „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI"
OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI

Stimaţi cititori,

Vă facem cunoscut că revista „Construcţia de maşini", organ al Ministrului Industriei Construcţiilor de Maşini, asigură o informare promptă despre ultimele realizări din activitate de cercetare, proiectare şi fabricaţie. Aşa cum reiese din documentele de partid şi de stat toate aceste realizări trebuie unanim cunoscute şi aplicate. Revista apare sub îngrijirea Consiliului ştiinţific al Institutului central de cercetări pentru construcţiile de maşini şi abordează o tematică vastă în contextul relaţiei învăţămînt-cercetare-producţie.

Vă rugăm să ne comunicaţi în scris menţinerea abonamentului pe anul 1977. Prezenta constituie ancheta de tiraj. Cu această ocazie, vă rugăm să sprijiniţi popularizarea revistei în rîndul specialiştilor din unităţile dv. pentru a face abonamente individuale. În acest scop vă punem la dispoziţie cîteva formulare de comandă volante. Costul unui abonament pentru instituţie este de lei 150, iar individual, lei 70.

ATENŢIE! Formularele de comandă competente se expediază la adresa redacţiei indicată în formular

****

Dosar OID.ICM ....

FORMULAR DE ABONAMENT
(INSTITUŢIE SAU INDIVIDUAL)

Instituţia (persoana) ....
str. .... nr. .... telefon ....
Judeţul (sectorul) .... Cont ....

Către,

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ
pentru INDUSTRIA CONSTRUCŢIILOR DE MAŞINI
Cal. Victoriei 133, Sector I 70179 — BUCUREŞTI
Oficiul poştal 22, Căsuţa poştală 2974

Prin $\frac{\text{dispoziţie de plată}}{\text{mandatul poştal}}$ nr. .... din ....
am depus în contul nr. 30.15.5.16.70.02.06 B.I.—S.M.B.al I.C.P.T.C.M.
am expediat pe adresa Oficiului de informare documentară pentru
75651 Bucureşti, Şos. Olteniţei nr. 105, sectorul V suma de lei ....
industria construcţiilor de maşini
reprezentînd contravaloarea a .... abonamente anuale la revista
„Construcţia de maşini".

Pentru instituţii:

DIRECTOR, CONTABIL ŞEF,

IAEM

CONTOARE ELECTRICE MONOFAZATE ȘI TRIFAZATE PENTRU MASURAREA ENERGIEI ELECTRICE ACTIVE ȘI REACTIVE

BLOC DE MĂSURARE DIFERENȚIATĂ A ENERGIEI ELECTRICE

APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU AX CENTRAL ȘI DESCHIDEREA SCAREI DE 240°

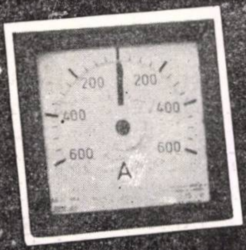
APARATE ELECTROMAGNETICE SI MAGNETOELECTRICE DE TABLOU, CU DESCHIDEREA SCAREI DE 90°

APARATE MAGNETOELECTRICE FORMAT PROFIL

APARATE INDICATOARE (FORMAT PROFIL) PENTRU MĂSURAREA MĂRIMILOR NEELECTRICE

APARATE INDICATOARE CU SCARA DUBLA PENTRU REGULATOARE ELECTRONICE

LOGOMETRE, MILIVOLTMETRE, MILIAMPERMETRE REGULATOARE

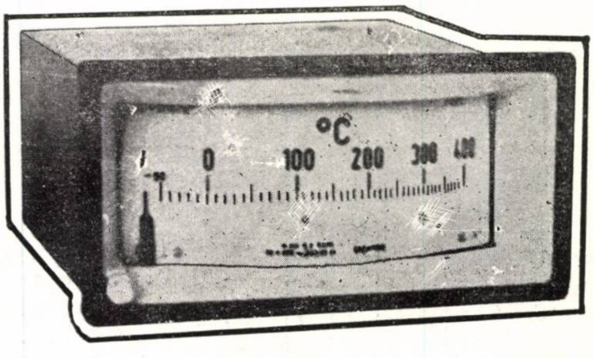


INTREPRINDEREA
DE APARATE ELECTRICE
DE MĂSURAT
TIMIȘOARA

Ohmmetre magnetoelectrice

Șunturi interșanjabile și cabluri de legătură calibrate

Str. Venus nr. 2 telefon: 36929
telex: 43343 32012



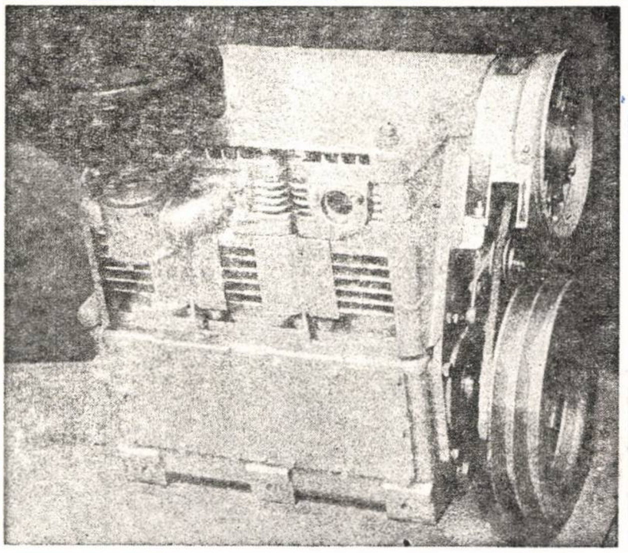
IAEM

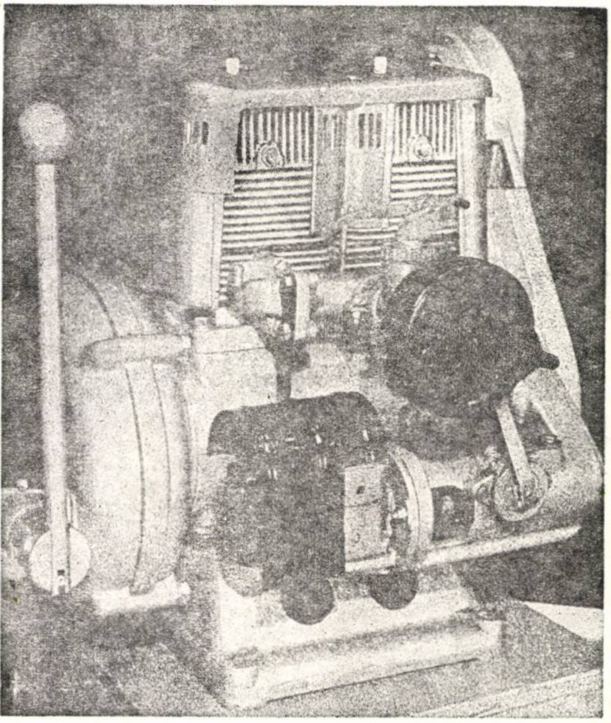
Întreprinderea
de motoare
şi compresoare

„TIMPURI NOI"
Bucureşti

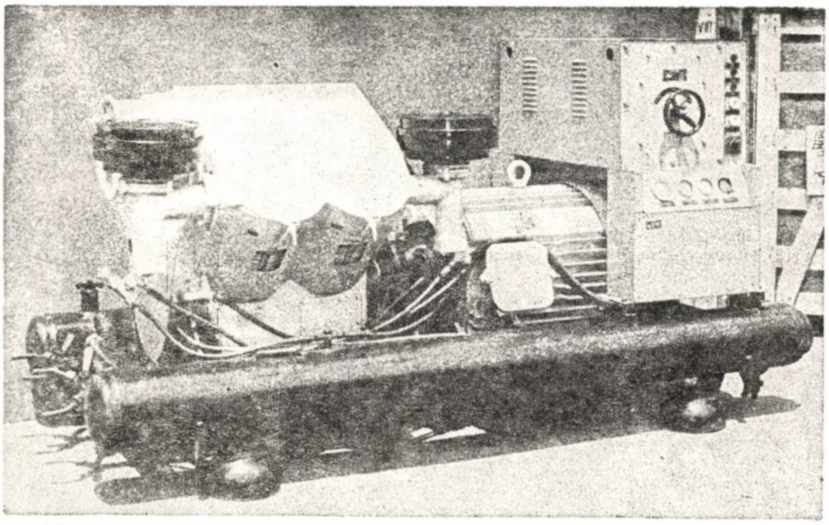
vă pune la dispoziţie produsele sale:

COMPRESOARE 0,260 ÷ 10 m^3/min





MOTOARE DIESEL ŞI CU APRINDERE PRIN SCÎNTEIE
4 ÷ 120 CP



ELECTROCOMPRESOARE ŞI MOTOCOMPRESOARE
0,260 ÷ 10 m^3/min

Adresa: Splaiul Unirii nr. 165
Tel. 21.61.60

M. I. C. M.

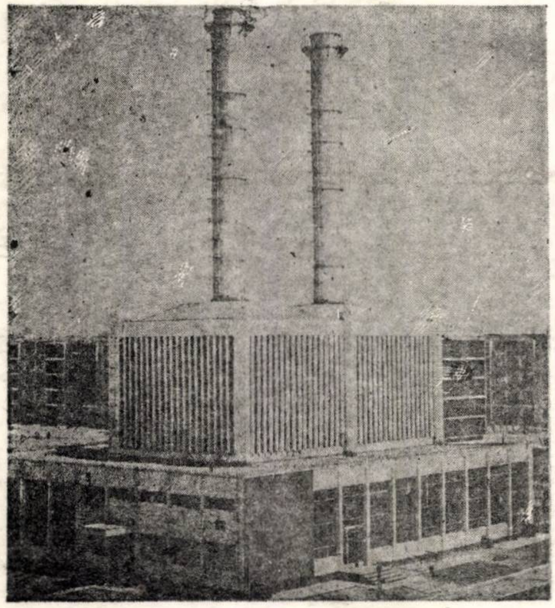
INTREPRINDEREA

VULCAN

Str. Samuel Vulcan nr. 10, Telefon 30. 40. 71.

BUCUREŞTI

EXECUTĂ ŞI LIVREAZĂ ÎN ŢARĂ ŞI STRĂINĂTATE



CAZANE DE ABUR

cu debite între 4, 5 şi 1 035 t/h

Cazane de apă caldă

de la 10 - 100 Gcal/h

Cazane recuperatoare

pentru industria chimică şi metalurgică

Cazane speciale

GAT - 08 şi AW - 00

Echipamente mecanice pentru epurarea chimică şi mecanică a apei din centralele termoelectrice.

FONDAT 1904

MARCĂ INTERNAŢIONALĂ

1977 MAI 24

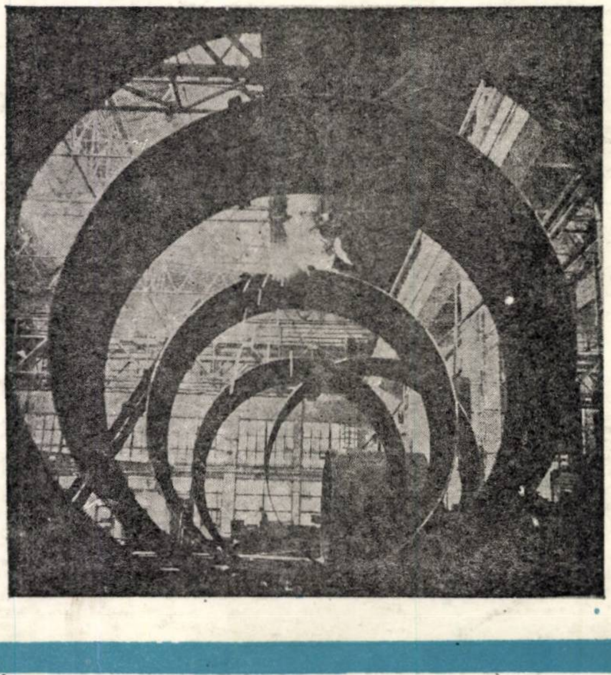
UTILAJ PETROLIER

UNITĂŢI DE POMPAJ

într-o gamă variată

între 1, 5 şi 1, 9 t

In cei peste 70 ani de existenţă Intreprinderea VULCAN a acumulat o bogată experienţă tehnică, dispunînd de cadre cu înaltă calificare şi de dotări la nivelul tehnicii mondiale.



EXPORTĂ ÎN PESTE 30 DE ŢĂRI PE 4 CONTINENTE